

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Návrh přestavby vysokozdvížného vozíku  
Reconstruction Design of Manual Forklift

Student:

Filip Sikora

Vedoucí práce:

Ing. Adam Bureček, Ph.D.

Ostrava 2017

## Zadání bakalářské práce

Student: **Filip Sikora**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení  
Téma: **Návrh přestavby ručního vysokozdvížného vozíku**  
**Reconstruction Design of Manual Forklift**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

1. Literární rešerše k porovnání vysokozdvížných vozíků dostupných na trhu s ohledem na jejich konstrukci a hydraulický obvod.
2. Popis konstrukce a hydraulického obvodu přestavovaného vysokozdvížného vozíku.
3. Návrhy a možnosti přestavby ručního vysokozdvížného vozíku a porovnání jednotlivých variant.
4. Návrh hydraulického obvodu a konstrukčních úprav vysokozdvížného vozíku dle zvoleného návrhu přestavby.
5. Výpočet parametrů hydraulického obvodu a specifikace použitých prvků.

### Seznam doporučené odborné literatury:

1. DREXLER, P., FAATZ, H. et al. *Projektování a konstrukce hydraulických zařízení*. Příručka hydrauliky, Svazek 3, Mannesmann Rexroth GmbH, RCS 00281/10.88, 1. vydání, 362 s., 1988, ISBN 3-8023-02664.
2. PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 1. Kapaliny v hydraulických mechanismech. Hydrostatické převodníky*. Ostrava: VŠB TU Ostrava, 2009, 2. vyd., 156 s. ISBN 978-80-248-0857-4.
3. PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 2. Řídicí prvky hydrostatických systémů. Příslušenství hydraulických obvodů*. Ostrava: VŠB TU Ostrava, 2008, 2. vyd., 140 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
4. PIVOŇKA, J. a kol. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL Praha, 1987, 04-255-87, 623 s.
5. DÖRR, H., EWALD, R. et al. *Der Hydraulik Trainer Band 2, Proportional und Servoventil Technik*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth GmbH, 1986. ISBN 3-8023-0898-0.
6. BAROŠKA, J. *Hydrostatické mechanismy*. Žilina: Hydropneutech s.r.o., 2012, 388 s., ISBN 978-80-970 897-2-6.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Adam Bureček, Ph.D.**

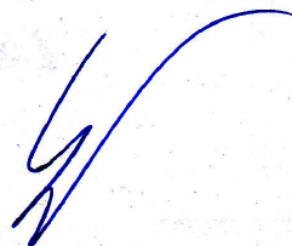
Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



---

doc. Dr. Ing. Lumír Hružík  
vedoucí katedry




---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....14.5.2017.....

..........

podpis student

*Prohlašuji, že:*

- *jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou\*) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),*
- *beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou\*) práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),*
- *bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské\*) práce bude uložen u vedoucího práce,*
- *s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,*
- *užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),*
- *beru na vědomí, že – podle, zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská\*) práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.*

*V Ostravě dne 14.5.2017*

*Podpis autora práce*

*Podpis autora práce*

*Jméno a příjmení autora práce:*

*Filip Sikora*

*Adresa trvalého pobytu autora práce:*

*Mosty u Jablunkova 975*

*Mosty u Jablunkova 739 98*

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu své bakalářské práce Ing. Adamu Burečkovi, Ph.D. za jeho odborné rady, informace, vstřícnost a vedení při zpracování této bakalářské práce.

# ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

SIKORA, F. Návrh přestavby vysokozdvížného vozíku: bakalářská práce.

Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2017, 54 s. Vedoucí práce: Bureček, A.

Bakalářská práce se zabývá návrhem přestavby ručního vysokozdvížného vozíku. Úkolem přestavby je navrhnout hydraulický obvod s hydrogenerátorem na elektrický pohon. První část práce popisuje současný stav trhu s vysokozdvížnými vozíky. Následuje popis původní funkce přestavovaného vozíku. Dále jsou zařazeny návrhy a popis prvků dvou variant hydraulických obvodů, jeden s rekuperací energie a druhý bez ní. Tyto obvody jsou na závěr porovnány.

# ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

SIKORA, F. *Reconstruction Design of Manual Forklift*: Bachelor thesis. Ostrava:

VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Systems, 2017, 54 p. Thesis Head: Bureček, A.

Bachelor thesis deals with a reconstruction design of a manual forklift. The aim of the thesis is to design a hydraulic system with a pump on electric drive. Different sorts of forklifts are compared. A description of the original function of the forklift is included in the following part. Two versions of the hydraulic systems are designed and their elements are then described. One of the systems is with energy recuperation, the other one without. These designs are compared in conclusion.

# Obsah

1	Úvod	11
2	Rozdělení vozíků	12
3	Popis funkce původního stavu	15
4	Návrh hydraulického obvodu č. 1	19
4.1	Návrh elektromotoru	20
4.2	Návrh hydrogenerátoru	21
4.3	Návrh vedení	24
4.4	Návrh jednosměrného ventilu JV1	28
4.5	Návrh pojistného ventilu	29
4.6	Návrh škrtkového ventilu	30
4.7	Návrh rozvaděče	32
4.8	Návrh filtru a jednosměrného ventilu JV2	33
4.9	Výpočet celkové tlakové ztráty	35
5	Návrh hydraulického obvodu č. 2 s rekuperací	36
5.1	Popis elektromotoru ve funkci generátoru	38
5.2	Návrh elektromotoru	39
5.3	Návrh hydrogenerátoru	40
5.4	Návrh pojistného ventilu	41
5.5	Návrh Sedlového rozvaděče 2/2	41
5.6	Návrh škrtkového ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou	42
5.7	Návrh jednosměrných ventilů JV3, JV4	43
5.8	Návrh jednosměrného ventilu JV1	44
5.9	Návrh filtru a jednosměrného ventilu JV2	45
6	Porovnání návrhů	46
7	Návrh konstrukčních úprav obvodu č. 1	48
8	Závěr	50





## Seznam použitých značek a veličin

Značka	Název veličiny	Jednotka
$D$	Průměr pístu	[m]
$F$	Síla	[N]
$P$	Výkon	[W]
$Q_G$	Průtok	[m <sup>3</sup> ·min <sup>-1</sup> ]
$Re$	Reynoldsovo číslo	[-]
$S$	Plocha	[m <sup>2</sup> ]
$U$	Elektrické napětí	[V]
$V_G$	Geometrický objem	[m <sup>3</sup> ]
$d$	Průměr potrubí	[m]
$g$	Tíhové zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$l$	Délka	[m]
$m$	Hmotnost	[kg]
$n$	Otáčky	[s <sup>-1</sup> ]
$p$	Tlak	[Pa]
$t$	Čas	[s]
$v$	Rychlost	[m·s <sup>-1</sup> ]
$\Delta p$	Tlakový spád	[Pa]
$\eta$	Účinnost	[-]
$\lambda$	Součinitel tření ve vedení	[-]
$\nu_k$	Kinematická viskozita	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$\rho$	Hustota	[kg·m <sup>-3</sup> ]

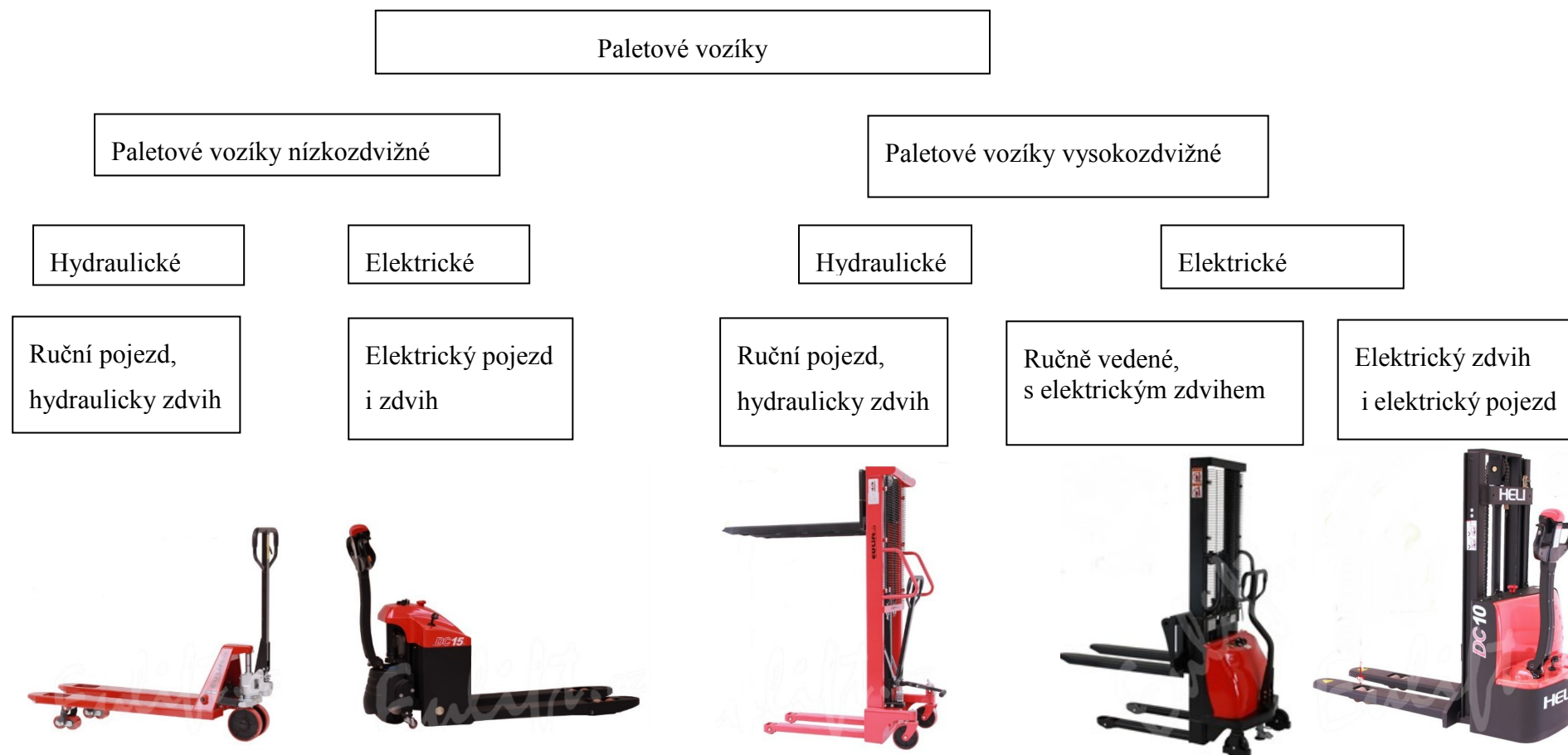
## 1 Úvod

Vysokozdvížené vozíky mají využití v mnoha odvětvích průmyslu. Používají se ve stavebnictví, zemědělství a dalších oblastech, kde je zapotřebí zvedat a přemisťovat těžké předměty. Hlavní využití však vysokozdvížené vozík nacházejí velkých skladovacích či výrobních halách, kde slouží jako významný pomocník při manipulaci s různými materiály či produkty a jejich zakládání do regálů. Na trhu s vysokozdvížnými vozíky je mezi výrobci široká škála výběru nejrůznějších konstrukcí. Od nízkozdvížných, které mají nosnost až 2500 kg, ale náklad se nedá zvedat příliš vysoko, až po vysokozdvížené, u kterých je dostupné mnohem větší množství variant provedení. Cena různých variant vysokozdvížných vozíku se odvíjí od mnoha aspektů, těmi hlavními jsou nosnost, výška zdvihu a pohon, kterým je vozík poháněn, jak v horizontálním tak i vertikálním směru.

V této bakalářské práci se zabývám návrhem přestavby vysokozdvížného vozíku s ručním pohonem. Návrh přestavby je zaměřen na úpravu pohonu pro zvedání břemene. Ten je v současné podobě realizován pomocí ručního hydrogenerátoru. Úkolem přestavby je navrhnout hydraulický obvod s hydrogenerátorem, který bude zvedat vidlice vozíku, a pohánět jej bude elektromotor. Na trhu jsou dostupné vozíky s elektrickým zdvihem, my tak můžeme porovnat náš návrh právě s takovýmto vysokozdvížným vozíkem na elektrický pohon.

## 2 Rozdělení vozíků

Pro přehled rozdělení paletových vozíků, jak vysokozdvížných tak i nízkozdvížných, je zpracován následující graf:



Obr. 2.1 Rozdělení vozíků [3, 4, 5, 6, 7]

Popis jednotlivých konstrukcí paletových vozíků je uveden v tabulkách 2.1 a 2.2. Tabulky obsahují rozdělní, obrázky a charakteristické vlastnosti daných druhů. Charakteristickými vlastnostmi se myslí informace o nosnosti a výšce zdvihu vozíku, případně o rychlosti zdvihu a spouštění.

#### Nízkozdvižné vozíky:

Tab. 2.1 Popis jednotlivých konstrukcí nízkozdvižných vozíků [3, 4]

<p>Ručně vedené vozíky s hydraulickým zdvihem</p>		<p>Na obrázku vidíme nízkozdvižný paletový vozík. Nízkozdvižné paletové vozíky jsou určeny pouze pro přepravu z místa A do místa B. Nosnost těchto paletových vozíků se pohybuje od 2000 kg do 5000 kg.</p>
<p>Vozík s elektrickým pojezdem i zdvihem</p>		<p>Vozík na obrázku pohání jak v horizontálním, tak i vertikálním směru elektrický pohon. Tyto vozíky mají nosnosti od 1500 kg do 2000 kg.</p>

## Vysokozdvížené vozíky:

Tab. 2.2 Popis jednotlivých konstrukcí vysokozdvížných vozíků [5, 6, 7]

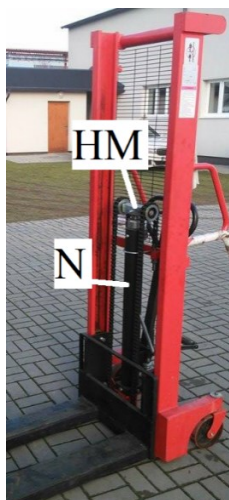
<p>Ručně vedené vozíky s hydraulickým zdvihem</p>		<p>Vysokozdvížený vozík s ručním pohonem a hydraulickým zdvihem. Nosnosti se pohybují v rozmezí od 500 kg do 1500 kg. Výška zdvihu je od 1200 mm do 2500 mm. Rychlosti zvedání břemene závisí na rychlosti pumpování ojí, spouštění pak na hmotnosti naloženého nákladu.</p>
<p>Ručně vedené vozíky s elektrickým zdvihem</p>		<p>Tento vozík má elektrický pohon zdvihu. Rozsah zdvihu takovýchto vozíků je od 1600 mm do 3000 mm. Rychlost zvedání závisí na výkonu elektromotoru, v nabídce firem je rozmezí 0,11 až 0,15 m/s se zátěží. Bez zátěže vozík zvedá vidlice rychlostí 0,16 až 0,3 m/s.</p>
<p>Vozík s elektrickým pojezdem i zdvihem</p>		<p>Vozík na obrázku má elektrický pohon jak zdvihu, tak i pojezdu. Výška zdvihu se pohybuje od 1600 mm do 3300 mm. Maximální dovolená hmotnost zvedání je v rozmezí od 1000 kg do 1600 kg. Ve vozíku jsou zabudovány dva elektromotory - jeden na pojezd, druhý na pohon zdvihu.</p>

### 3 Popis funkce původního stavu

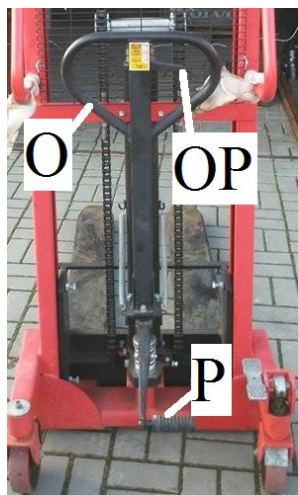
Vysokozdvizný vozík, viz obrázek 3.1, na kterém je proveden návrh přestavby, slouží k přepravě nákladu o hmotnosti do 1500 kg. Zvedat je možno ve vertikálním směru do výšky 1600 mm. Břemena se nejčastěji zvedají na klasické europaletě o rozměrech 1200x800 mm. Původní vysokozdvizný vozík je poháněn ručně, jak ve vertikálním, tak i horizontálním směru. Tato konstrukce tedy při provozu potřebuje pouze lidskou energii, není tak potřeba po konci směny dobíjet baterie. Práce s ním je však fyzicky namáhavější a pomalejší. Jak již bylo zmíněno v úvodu, cílem této práce je navrhnout a zařadit do hydraulického obvodu hydrogenerátor na elektrický pohon. Stručný popis nynější funkce je v následujícím odstavci.

Pro vytvoření tlaku na píst přímočarého hydromotoru HM, viz obrázek 3.1, musíme pumpovat hydraulickou pumpou HG pomocí tažné oje O nebo pedálem P, viz obrázek 3.2. Tím je olej z olejové nádrže N nasáván a pumpován do hydromotoru HM. Tlak oleje pod pístem přímočarého hydromotoru HM, který je umístěn v plášti nádrže, způsobuje zvedání pístnice. Ta je přes řetěz spojena s rámem vidlic, který je zvedán vzhůru. Aby nedošlo k překročení povolené výšky zdvihu, je v koncové poloze mechanicky zabráněno pístu ve zvedání. Při případném pumpování v koncové poloze se zvedne v hydraulickém obvodu tlak nad tlak nastavený na pojistném ventilu a hydraulický olej proudí zpět do nádrže.

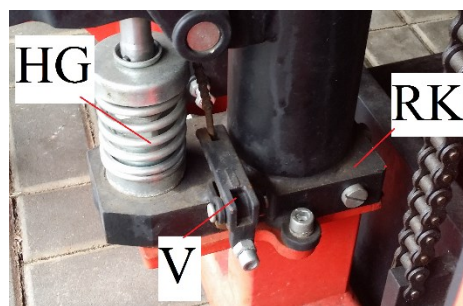
Pro spuštění vidlic zatáhneme za ovládací páku v oji OP, ta je mechanicky spojena s hydraulickým ventilem V v rozvodné kostce RK, viz obrázek 3.3. Pákou otevřeme ventil v hydraulické kostce a skrze něj protéká hydraulický olej tlačенý váhou vidlic zpět do nádrže.



Obr. 3.1

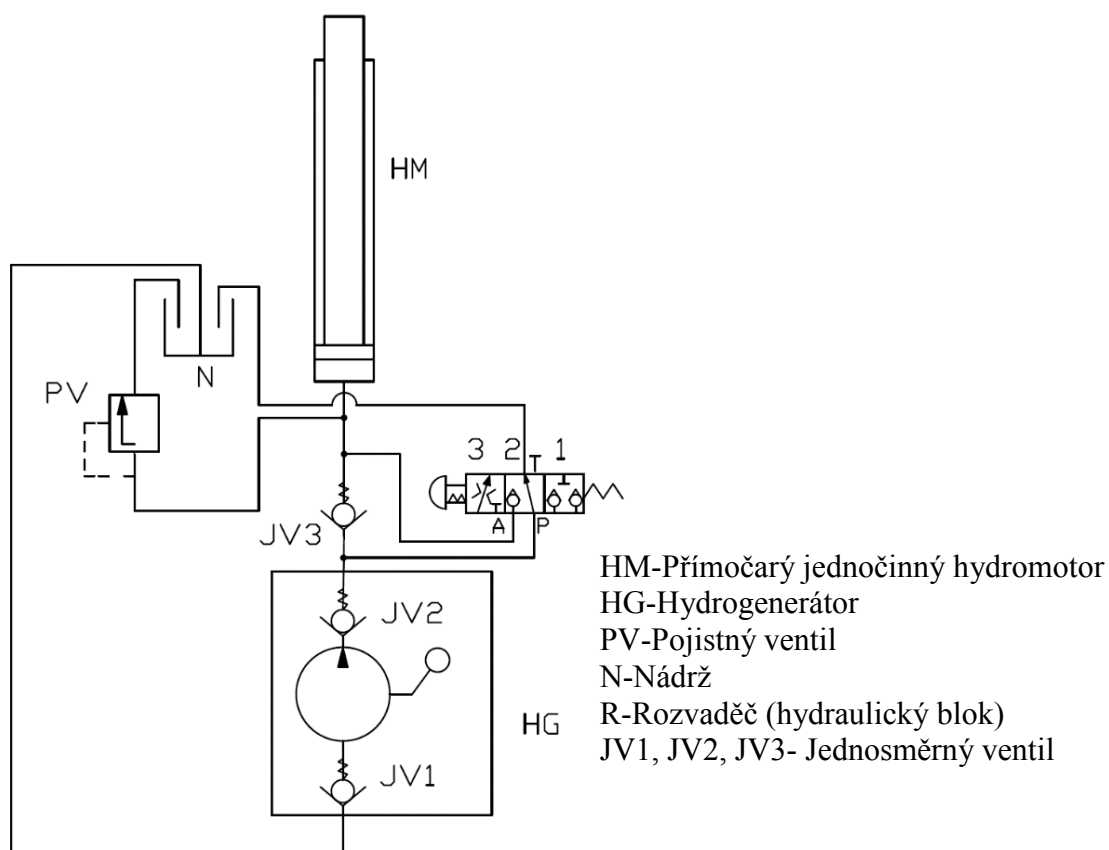


Obr. 3.2



Obr. 3.3

Na obrázku 3.4 je schéma původního stavu hydraulického obvodu. Obvod tvoří jednočinný přímočarý hydromotor HM, který je poháněn ruční pumpou HG. Hydromotor je přes řetěz spojen s vidlicemi vysokozdvížného vozíku a břemeno je zvedáno, popřípadě spouštěno. Dalším prvkem je pojistný ventil PV, který zabraňuje přetížení hydraulického obvodu. V obvodu jsou zařazeny jednosměrné ventily, JV1 v sacím potrubí JV2 ve výtlačném potrubí. Tyto ventily slouží k uzavírání cest při pumpování. Při sání z nádrže je JV1 otevřený, aby olej mohl proudit do pumpy, a zároveň JV2 brání oleji proudit zpět z tlakového potrubí. U pumpování je tomu naopak, JV1 brání proudit oleji do nádrže a JV2 je otevřený. Olej tak vyvozuje tlak na píst. Jednosměrný ventil JV3 v tlakovém potrubí zabraňuje spouštění hydromotoru HM, které by jinak nastalo kvůli tlaku vyvozeného tíhou vidlic, případně tíhou břemene na vidlicích. Nádrž na hydraulický olej bývá u tohoto typu vysokozdvížného vozíku, z důvodu kompaktnosti řešení, situována v plášti hydromotoru. Posledním prvkem v obvodu je hydraulická kostka s vestavěnými ventily, která je ve schématu reprezentována jako 3 cestný, 3 polohový rozváděč R. Rozváděč R je ovládán mechanicky pomocí ovládací páky OP zabudované v tažné oji vozíku O.



Obr. 3.4 Schéma původního obvodu



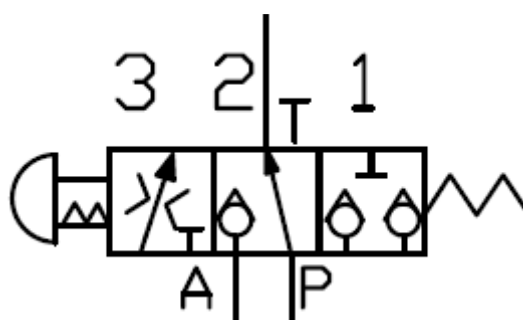
V tažné oji se nachází páka ovládání OP rozvaděče R, ten je umístěn v hydraulické kostce. Je-li páka v tažné oji ve střední poloze, rozvaděč je přestavený do polohy 2, viz obrázek 3.4. V této poloze nedochází ani ke zvedání, ani ke spouštění pístnice vozíku. Při případném pumpování je olej odváděn zpět do nádrže, jak ilustruje schéma obvodu. Olej proudí z větve P do větve T na rozvaděči.

Pro zvedání břemene musíme ovládací páku zatlačit dolů, tak přestavíme rozvaděč do polohy 1. Při takovéto poloze páky je olej pumpována hydrogenerátorem z nádrže do hydromotoru přes jednosměrný ventil JV3. Když tedy pumpujeme ojí, zvedáme vidlici s břemenem nahoru. Olej přitom nemůže proudit do nádrže, neboť je rozvaděč v poloze 1. Cesta A i P je tedy rozvaděčem blokována. Taktéž je jednosměrným ventilem JV3 zabráněno nechtěnému spouštění vidlic.

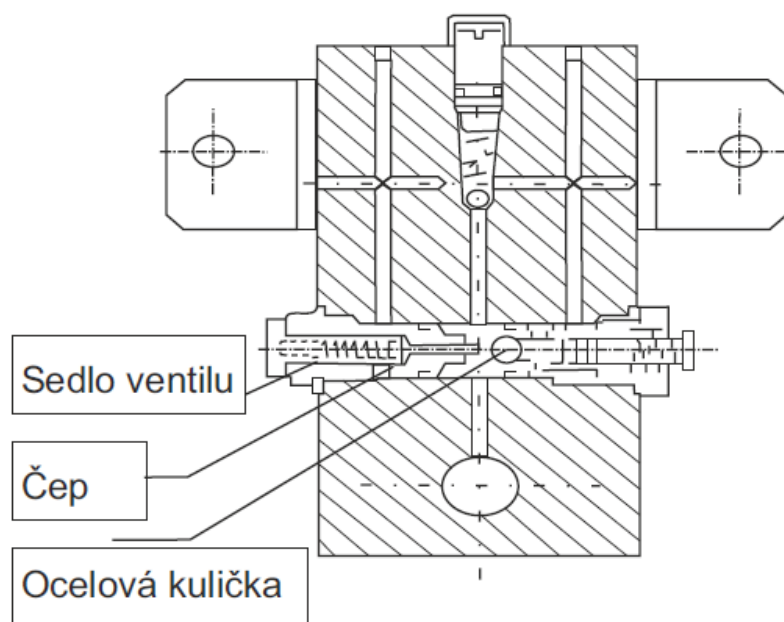
Spouštění vidlic dosáhneme zatáhnutím páky nahoru, kdy dojde k posunutí rozvaděče do polohy 3 a otevření cesty z A do T. Při této poloze dochází ke škrcení pomocí clony a pomalému spouštění. Olej z hydromotoru proudí zpět do nádrže. Při puštění páky v této poloze je rozvaděč vrácen pružinou do střední polohy 2. Je tomu tak učiněno z bezpečnostních důvodů.

### Řez skutečným ventilovým blokem

V hydraulické kostce ventilového bloku, jejíž schéma vidíme na obrázku 3.6, jsou kanály navrtané tak, aby vyhovovaly požadavkům na ovládání hydraulického vozíku. Ve výše uvedeném schématu, viz obrázek 3.4, je tento ventilový blok nahrazen 3/3 rozvaděčem R, viz obrázek 3.5.



Obr. 3.5 Schéma rozvaděče

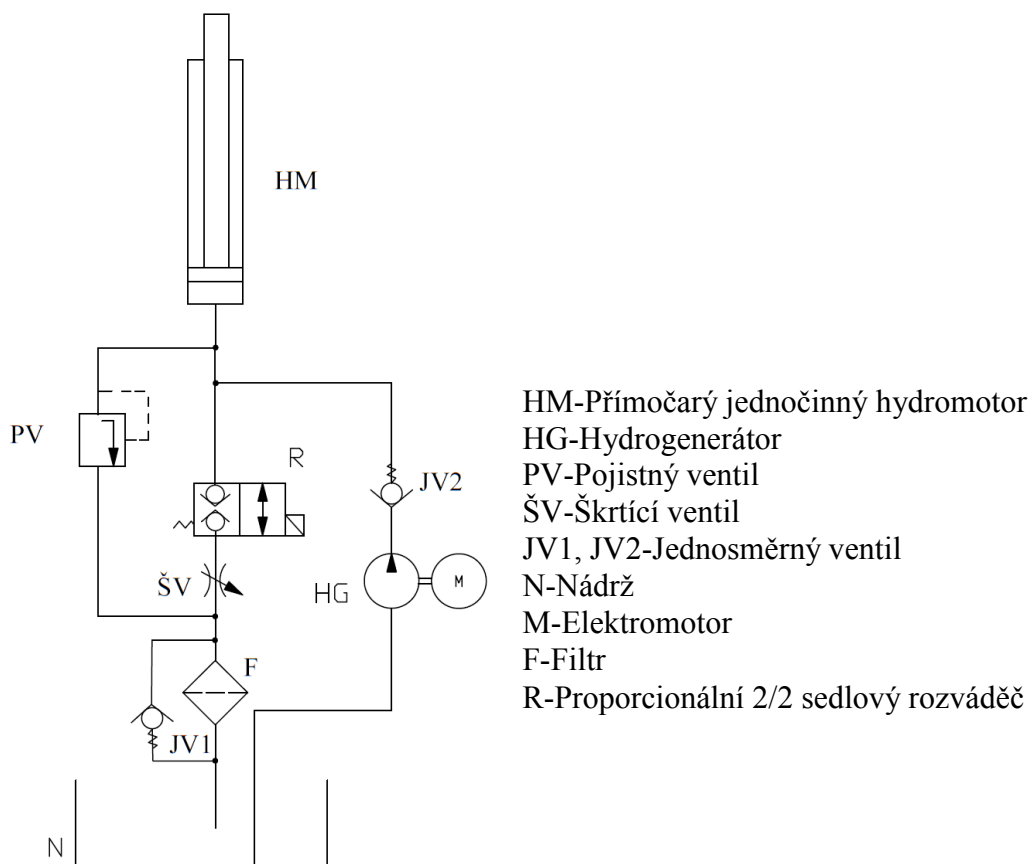


Obr. 3.6 Řez skutečným ventilovým blokem [8]

#### 4 Návrh hydraulického obvodu č. 1

Na obrázku 4.1 je schéma zapojení navrhovaného hydraulického obvodu s elektrickým pohonem. Do tohoto obvodu je oproti původnímu přidán elektrický motor M. Ruční hydrogenerátor je nahrazen hydrogenerátorem, který je možné pohánět elektromotorem. Dále je přidán filtr, jednosměrný ventil JV2, který brání tlaku na hydrogenerátor způsobený tíhou vidlic. Pro případ zanesení filtru je zařazena větev obtoku filtru a jednosměrný ventil JV1. Hydraulický blok je nahrazen elektromagneticky ovládaným 2/2 sedlovým rozváděčem a škrticím ventilem. Sedlový 2/2 rozváděč otevírá, případně zavírá cestu oleji z hydromotoru HM do nádrže N. Za sedlovým rozváděčem R je škrticí ventil ŠV. Pomocí tohoto ventilu můžeme řídit rychlost spouštění vidlic.

Pro plynulou regulaci spouštění břemene je možné nahradit sedlový rozváděč R a škrticí ventil ŠV proporčním sedlovým 2/2 rozváděčem. Pomocí proporčního rozváděče by bylo možné regulovat průtok a tím i rychlost spouštění vidlic. Toto řešení by však bylo finančně náročnější.



Obr. 4.1 Schéma zapojení navrhovaného obvodu č. 1

Pro návrh hydraulického obvodu vycházíme z několika daných podmínek. První z nich je nosnost vozíku, která je 1500 kg včetně vidlí. Další dané kritérium je průměr pístu, jelikož v hydraulickém obvodu zachováme původní hydromotor. Průměr pístu  $d = 0,05$  m. Další parametr volíme z průzkumu současného trhu s ručními vysokozdvížnými vozíky. Rychlosti zdvihu  $v$  se pohybují mezi 0,1 až 0,15 m·s<sup>-1</sup>. Na tento konkrétní návrh přestavby vozíku je navržena rychlost zdvihu  $v = 0,12$  m·s<sup>-1</sup>.

Tab. 4.1 Vybrané hodnoty pro další návrh a výpočet hydraulického obvodu.

Maximální nosnost vozíku	$m = 1500$ kg
Rychlost zvedání	$v = 0,12$ m
Průměr pístu	$D = 0,05$ m

### Přepočet hmotnosti na sílu

Z maximální nosnosti vozíku vypočítáme sílu při maximálním zatížení vozíku:

$$F = m \cdot g = 1500 \cdot 9,81 = 14\,715 \text{ N} \quad (4.1)$$

### Tlak na píst

Tlak působící na píst vypočítám ze vztahu:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F \cdot 4}{\pi \cdot D^2} = \frac{14175 \cdot 4}{\pi \cdot 0,05^2} = 7494287 \text{ Pa} = 7,49 \text{ MPa} \quad (4.2)$$

## 4.1 Návrh elektromotoru

Při návrhu hydrogenerátoru vycházíme z rovnice 4.3 a 4.4 pro výpočet průtoku hydrogenerátoru  $Q_G$  a potřebného výkonu  $P$ . Do vzorce pro průtok dosazujeme rychlost zvedání  $v$  a průměr pístu  $d$ . Poté se vypočítá potřebný výkon pro pohon hydrogenerátoru. Vynásobením průtoku hydrogenerátoru  $Q_G$  a tlakového spádu  $\Delta p$  dostaneme potřebný výkon elektromotoru  $P$ , který musíme navýšit kvůli ztrátám.

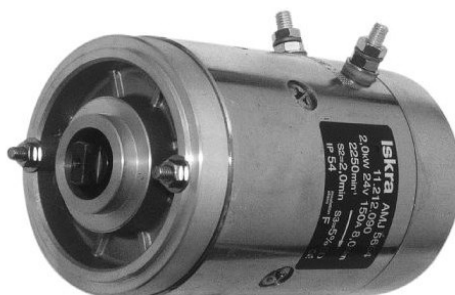
$$Q_G = 14,14 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

## Specifikace elektromotoru

Parametry elektromotoru, viz tab. 4.2, volíme podle potřebného výkonu  $P$  pro pohon hydrogenerátoru, rozmezí otáček  $n$  je dáno intervalem minimálního a maximálního počtu otáček hydrogenerátoru, napětí  $U$  volíme s ohledem na využití elektrické energie z baterie. Pro tuto aplikaci volíme z motorů konstruovaných pro napětí 12 nebo 24 V. Typ zvoleného elektromotoru je DC Motor AMJ5654 24V 2,0 kW, viz obr. 4.2.

Tab. 4.2 Parametry zvoleného elektromotoru

Výkon	$P = 2 \text{ kW}$
Napětí	$U = 24 \text{ V}$
Otáčky	$n = 2200 \text{ min}^{-1}$



Obr. 4.2 Elektromotor DC AMJ5654 [9]

## 4.2 Návrh hydrogenerátoru

Vybíráme z mnoha typů hydraulických čerpadel. Zubové s vnějším ozubením, zubové s vnitřním ozubením, lamelové, šroubové, axiální pístové s nakloněnou deskou, axiální pístové s nakloněným blokem, radiální pístové s vnějším vedením pístu, a další [0].

Jako nejlepší varianta se jeví zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením. Používá se pro jednoduché aplikace. Výhodami jsou jednoduchá konstrukce, nízká cena malý zástavný prostor. Pracuje však s konstantním geometrickým objemem a za vysoké hlučnosti, což ale pro naši aplikaci nevadí. Není vhodný pro nízké otáčky [1].

Hydrogenerátor volím z výpočtu pro geometrický objem  $V_G$ , kdy do vzorce pro výpočet zahrnuju vypočítaný průtok  $Q_G$ , který dělím počtem otáček elektromotoru  $n = 2200 \text{ min}^{-1}$ . Následně vybírám vhodný hydrogenerátor z tabulky 4.3 pro daný typ zatížení.

$$V_G = \frac{Q_G}{n} = \frac{2,36 \cdot 10^{-4}}{\frac{2200}{60}} = 6,43 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 6,43 \text{ cm}^3 \quad (4.5)$$

Tab. 4.3 Parametry zubového čerpadla Argo - Hytos Light line [10]

Parametry pro jmenovitou velikost		Značka	Jednotka	Geometrický objem												
			[cm³]	0,8	1,3	1,6	1,8	2,1	2,7	3,2	3,7	4,2	4,8	5,8	7,0	8,0
			[in³]	0,049	0,079	0,098	0,110	0,128	0,165	0,195	0,226	0,256	0,293	0,354	0,427	0,488
Otáčky	jmenovité	n <sub>n</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	1500												
	minimální	n <sub>min</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	1000					800				600			
	maximální	n <sub>max</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	6000						5000	4500	4000	3500	3000	2500	2100
Tlak na vstupu	minimální	p <sub>1min</sub>	[bar]	-0,3 (-4,4 PSI)												
	maximální	p <sub>1max</sub>	[bar]	0,5 (7,3 PSI)												
Tlak na výstupu	max. trvalý	p <sub>2n</sub>	[bar]	230					210			190		160		
			[PSI]	3336					3046			2756		2321		
	maximální	p <sub>2max</sub>	[bar]	250					230			210		180		
			[PSI]	3626					3336			3046		2611		
	špičkový	p <sub>3</sub>	[bar]	270					250			230		200		
			[PSI]	3916					3626			3336		2901		
Hmotnost		m	[kg]	0,82	0,85	0,87	0,89	0,92	0,93	0,96	0,98	1,02	1,04	1,08	1,10	1,20
			[lbs]	1.81	1.87	1.92	1.96	2.03	2.05	2.12	2.16	2.25	2.29	2.38	2.43	2.65

Tab. 4.4 Parametry zubového čerpadla Argo - Hytos Light line [10]

Zubové čerpadlo / velikost		GP1L - 0,8 ...8 ccm
Objemová účinnost	%	89 ÷ 98
Mechanická účinnost	%	85
Rozsah provozní teploty kapaliny (NBR)	°C (°F)	-20...80 (-4...176)
Rozsah provozní teploty kapaliny (FPM)	°C (°F)	-20...120 (-4...248)
Rozsah viskozity	mm²/s (SUS)	20 ...80 (97 ...390), 1200 (5849) pro studený start
Hydraulická kapalina		Minerální oleje výkonových tříd (HL, HLP) podle DIN 51524
Maximální stupeň znečištění kapaliny pro $p_2 \leq 200 \text{ bar}$		Třída 21/18/15 podle ISO 4406
Maximální stupeň znečištění kapaliny pro $p_2 \geq 200 \text{ bar}$		Třída 20/17/14 podle ISO 4406

Z katalogu volím zubový hydrogenerátor od firmy Argo - Hytos Light line, viz obrázek 4.3, s geometrickým objemem  $V_G = 7,0 \text{ cm}^3$ . Rozmezí otáček zubového hydrogenerátoru  $n$  je od 600 do 2500  $\text{min}^{-1}$ . Maximální trvalý tlak  $p = 160 \text{ bar}$ . Maximálním trvalým tlakem se myslí takový tlak, při kterém je možno čerpadlo používat bez časového

omezení. Maximální stupeň znečištění oleje pro naši aplikaci, tedy do tlaku  $p < 20$  MPa, je zařazen do třídy 21/18/15 podle ISO 4406 [9].



Obr. 4.3 Zubové čerpadlo firmy Argo – Hytos [10]

Výpočet skutečného průtoku  $Q_{skut.}$  je uveden v rovnici 4.6:

$$Q_{skut.} = V_g \cdot n \cdot \eta_Q = 7 \cdot 10^{-6} \cdot 36,66 \cdot 0,96 = 0,0002464 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.6)$$

$$Q_{skut.} = 14,784 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Výpočet skutečné rychlosti zdvihu při maximálním zatížení je uveden v rovnici 4.7. V rovnici 4.8 je výpočet pro skutečný potřebný výkon  $P_{skut}$  elektromotoru, do této rovnice se dosadí skutečný průtok  $Q_{skut.}$ . Skutečný potřebný výkon pro tuto aplikaci je  $P_{skut} = 1,84$  kW. Rezerva 0,16 kW bude zapotřebí k dodržení navržené rychlosti  $0,12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  z důvodu ztrát.

$$v_{skut.} = \frac{Q_{skut.}}{S} = \frac{Q_{skut.} \cdot 4}{\pi \cdot D^2} = \frac{0,0002464 \cdot 4}{\pi \cdot 0,05^2} = 0,125 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.7)$$

$$P_{skut.} = Q_{skut.} \cdot p = 2,46 \cdot 10^{-4} \cdot 7,49 \cdot 10^6 = 1842,5 \text{ W} = 1,84 \text{ kW} \quad (4.8)$$

U návrhu s vyšší rychlostí zdvihu by byl potřebný výkon elektromotoru přes 2 kW, je však také možný. Pro případný předběžný návrh pohonu vysokozdvizného vozíku s jinými hodnotami rychlosti zdvihu a maximální nosností je vypracována tabulka 4.5 a 4.6. Současný návrh je označen modrou barvou.

Tab. 4.5 Porovnání rychlosti zdvihu vozíku

Veličina							Jednotka
$m =$	1500	1500	1500	1500	1500	1500	kg
$v =$	0,14	0,13	0,12	0,11	0,1	0,09	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
$D =$	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	m
$F =$	14715	14715	14715	14715	14715	14715	N
$\Delta p =$	7,49	7,49	7,49	7,49	7,49	7,49	MPa
$\underline{Q} =$	16,49	15,31	14,13	12,95	11,78	10,60	$\text{dm}^3\cdot\text{min}^{-1}$
$P =$	2,06	1,91	1,76	1,61	1,47	1,32	kW

Tab. 4.6 Porovnání maximální nosnosti vozíku

Veličina							Jednotka
$m =$	1500	1400	1300	1200	1100	1000	kg
$v =$	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
$D =$	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	m
$F =$	14715	13734	12753	11772	10791	9810	N
$\Delta p =$	7,89	7,36	6,84	6,31	5,79	5,26	MPa
$\underline{Q} =$	17,67	17,67	17,67	17,67	17,67	17,67	$\text{dm}^3\cdot\text{min}^{-1}$
$P =$	2,32	2,17	2,01	1,86	1,70	1,55	kW

### 4.3 Návrh vedení

Při návrhu vedení vycházíme z maximálního pracovního tlaku  $p$  a maximálního průtoku  $Q_{skut}$ . Vnitřní rychlost kapaliny při proudění volíme z doporučených rychlostí ve vedení, viz tabulka 4.7. Rychlost proudění se volí taková, aby v potrubí docházelo k co nejmenším tlakovým ztrátám. Se zvyšující se rychlosti proudění totiž dochází k vyšší tlakové ztrátě ve vedení, jak vyplývá z rovnice 4.10 pro výpočet tlakové ztráty  $\Delta p_z$ . Do rovnice průtoku (4.9) pak dosazujeme skutečný průtok  $Q_{skut}$  a zvolenou rychlost proudění ve vedení. Poté vypočítáme vnitřní průměr potrubí  $d_p$ . [2]

V tlakovém potrubí volím rychlost proudění  $v = 5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , v sací větvi  $v = 1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , ve větvi zpětné  $v = 2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

$$Q = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot v \quad (4.9)$$

$$\Delta p_z = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad (4.10)$$



Výpočet průměru vedení  $d_{pt}$  v tlakové větvi je uveden v rovnici 4.11:

$$d_{pt} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{skut.}}{(\pi \cdot v)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0002464}{(\pi \cdot 5)}} = 0,00792 \text{ m} = 7,92 \text{ mm}. \quad (4.11)$$

Výpočet průměru vedení  $d_{ps}$  v sací větvi je uveden v rovnici 4.12:

$$d_{ps} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{skut.}}{(\pi \cdot v)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0002464}{(\pi \cdot 1)}} = 0,01771 \text{ m} = 17,71 \text{ mm}. \quad (4.12)$$

Výpočet průměru vedení  $d_{pz}$  ve zpětné větvi je v rovnici 4.13:

$$d_{pz} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{skut.}}{(\pi \cdot v)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0002464}{(\pi \cdot 2)}} = 0,0125 \text{ m} = 12,5 \text{ mm}. \quad (4.13)$$

Z výsledku výpočtu pro průměr vedení volím nejbližší možný normalizovaný průměr. Na obrázku 4.4 je tabulka variant rozměrů hydraulických hadic typu Flexor 1SN R1AT.

Obj. kód	Průměr (mm)	Pracovní tlak (bar)	Poruchový tlak (bar)	Poloměr ohybu (R.min.-mm)
5080064 ●	6,4/13,2	225	900	100
<a href="#">Kusy skladem</a>				
5080079 ●	7,9/14,7	215	860	115
<a href="#">Kusy skladem</a>				
5080095 ●	9,5/17,1	180	720	130
<a href="#">Kusy skladem</a>				
5080127 ●	12,7/20,2	160	640	180
<a href="#">Kusy skladem</a>				
5080159 ●	15,9/23,2	130	520	200
<a href="#">Kusy skladem</a>				
5080190 ●	19/27,4	105	420	240
<a href="#">Kusy skladem</a>				

Obr. 4.4 Tabulka variant hadic [11]

Tyto hadice jsou určeny pro dopravu hydraulických kapalin na ropné nebo vodní bázi. Rozsah pracovních teplot je  $-40^{\circ}$  až  $100^{\circ}\text{C}$ . Hadice je vyztužená drátem. Pro tlakovou větev volím průměr  $d_{pt} = 7,9$  mm. Průměr vedení pro zpětnou větev je volen  $d_{pz} = 12,7$  mm. U sací větve volím průměr vedení  $d_{pz} = 19$  mm u tohoto průměru je dovolený pracovní tlak 105 bar. Hadice s průměrem 7,9 mm má dovolený pracovní tlak do 215 bar a dovolený tlak u hadic s průměrem 12,7 mm je 160 bar. Na obrázku 4.4 jsou červeně označeny zvolené průměry vedení [11].



Obr. 4.5 Hadice Flexor 1SN R1AT [11]

Tab. 4.7 Hodnoty doporučených rychlostí ve vedení [2]

Kapalina	Tlak [MPa]	Umístění potrubí	Rychlost průtoku $[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Poznámka
Olej		Sací větev	0,5÷1	Hydrogenerátor do 0,5 m nad nádrží
			1÷1,5	Hydrogenerátor ponořený v nádrži, hydrogenerátor pod nádrží
		Zpětná větev	1,5÷2	Z důvodu hlučnosti
	5	Tlaková větev	3,5÷4	
	10		4,5÷5	
	20		5,5÷6	
	32		7÷8	

## Výpočet tlakových ztrát ve vedení

Při výpočtu tlakových ztrát ve vedení je zapotřebí zvolit hydraulický olej. Další výpočty jsou závislé na viskozitě a hustotě zvoleného oleje. První fází je vypočítat skutečnou rychlost proudění  $v_v$  v potrubí, viz rovnice 4.14. Dále následuje výpočet Reynoldsova čísla v rovnici 4.15, hodnotu porovnáváme s kritickou hodnotou  $Re_{krit.} = 2320$ . Je-li hodnota menší než kritická, výpočet pro laminární proudění pokračuje rovnicí 4.16. Poté dosazujeme do rovnice pro výpočet tlakové ztráty 4.17. Tento výpočet provedeme pro vedení tlakové, sací i zpětné.

Volím olej Parmo HM ISO VG 32, který má kinematickou viskozitu při 40°C  $\nu_k = 33,4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  a hustotu  $\rho = 865 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  [12]. Následující výpočet je orientační a tlakové ztráty se budou měnit, neboť kinematická viskozita i hustota oleje jsou závislé na teplotě. A teplota oleje se bude měnit s okolní teplotou, mírně i v průběhu chodu systému.

Pro tlakové potrubí navrhuji délku vedení  $l_1 = 0,5 \text{ m}$  a průměr vedení  $d_{pt} = 7,9 \text{ mm}$ .

$$v_{vt} = \frac{Q_{Gskut}}{S} = \frac{Q_{Gskut} \cdot 4}{\pi \cdot d_{pt}^2} = \frac{0,0002464 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0079^2} = 5,03 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.14)$$

$$Re = \frac{v_{vt} \cdot d_{pt}}{\nu_k} = \frac{5,03 \cdot 0,0079}{33,4 \cdot 10^{-6}} = 1189 \quad (4.15)$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1189} = 0,0538 \quad (4.16)$$

$$\Delta p_{zt} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{pt}} \cdot \frac{v_{vt}^2}{2} \cdot \rho = 0,0538 \cdot \frac{0,5}{0,0079} \cdot \frac{5,03^2}{2} \cdot 865 = 37279 \text{ Pa} \quad (4.17)$$

Pro sací potrubí navrhuji délku vedení  $l_2 = 0,5 \text{ m}$  a průměr vedení  $d_{ps} = 19 \text{ mm}$ .

$$v_{vs} = \frac{Q_{Gskut}}{S} = \frac{Q_{Gskut} \cdot 4}{\pi \cdot d_{ps}^2} = \frac{0,0002464 \cdot 4}{\pi \cdot 0,019^2} = 0,87 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.18)$$

$$Re = \frac{v_{vs} \cdot d_{ps}}{\nu_k} = \frac{0,87 \cdot 0,019}{33,4 \cdot 10^{-6}} = 494,9 \quad (4.19)$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{494,9} = 0,1293 \quad (4.20)$$

$$\Delta p_{zs} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{ps}} \cdot \frac{v_{vs}^2}{2} \cdot \rho = 0,1293 \cdot \frac{0,5}{0,019} \cdot \frac{0,87^2}{2} \cdot 865 = 1114 \text{ Pa} \quad (4.21)$$

Pro zpětné potrubí navrhují délku vedení  $l_1 = 0,5 \text{ m}$  a průměr vedení  $d_{pz} = 12,7 \text{ mm}$ .

$$v_{vz} = \frac{Q_{Gskut}}{S} = \frac{Q_{Gskut} \cdot 4}{\pi \cdot d_{pz}^2} = \frac{0,0002464 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0127^2} = 1,94 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.22)$$

$$Re = \frac{v_{vz} \cdot d_{pt}}{\nu_k} = \frac{1,94 \cdot 0,0127}{33,4 \cdot 10^{-6}} = 737,6 \quad (4.23)$$

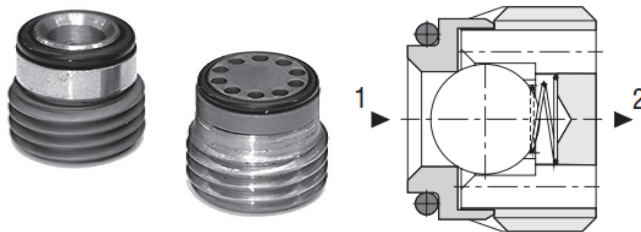
$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{771,9} = 0,0867 \quad (4.24)$$

$$\Delta p_{zz} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{pz}} \cdot \frac{v_{vz}^2}{2} \cdot \rho = 0,0867 \cdot \frac{0,5}{0,0127} \cdot \frac{1,94^2}{2} \cdot 865 = 5560 \text{ Pa} \quad (4.25)$$

#### 4.4 Návrh jednosměrného ventilu JV1

Do obvodu je zařazen jednosměrný ventil JV1, aby chránil hydrogenerátor před tlakovými rázy a zabránil oleji proudit z hydromotoru zpět do hydrogenerátoru. Z katalogu vybírám jednosměrný ventil s vhodnými parametry. Pro volbu jednosměrného ventilu potřebujeme znát průtok ventilem a maximální provozní tlak. U navrhované aplikace je zapotřebí ventil, který má povolený maximální průtok  $Q_{skut}$  nad  $14,78 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  a tlak  $p$  nad  $7,49 \text{ MPa}$ .

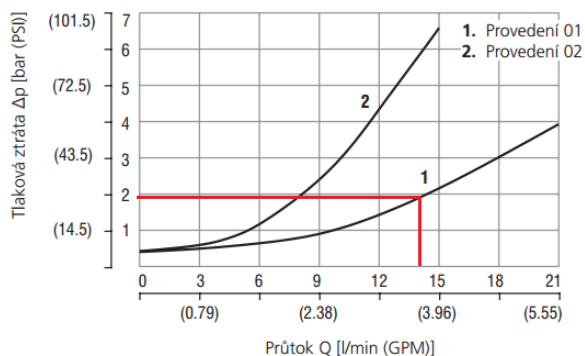
Z katalogu volím jednosměrný ventil od firmy Argo - Hytos VJO1-06/SG002-1, viz obrázek 4.6. Parametry zvoleného jednosměrného ventilu jsou v tabulce 4.8. Maximální průtok ventilem  $Q = 20 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ , maximální dovolený pracovní tlak  $p = 32 \text{ MPa}$ . Otevírací tlak, který překoná tuhost pružiny, je  $p = 0,025 \text{ MPa}$ . Tlakové ztráty v závislosti na průtoku zobrazuje graf na obrázku 4.7. Pro náš návrh je tlakový spád  $\Delta p_{zj} = 2 \text{ bar}$ , v grafu vyznačený červeně.



Obr. 4.6 Jednosměrný ventil [13, 14]

Tab. 4.8 Technická data jednosměrného ventilu VJO1-06/S [14]

Jmenovitá světlost		06
Maximální průtok	l/min (GPM)	20 (5,3)
Maximální provozní tlak	bar (PSI)	320 (4640)
Otvírací tlak	bar (PSI)	0,25 (3,62)
Rozsah provozní teploty kapaliny (NBR)	°C (°F)	-30 ... +100 (-22 ... +212)
Rozsah provozní teploty kapaliny (FPM)	°C (°F)	-20 ... +120 (-4 ... +248)
Hmotnost	kg (lbs)	0,007 (0,015)



Obr. 4.7 Závislost tlakových ztrát na průtoku [14]

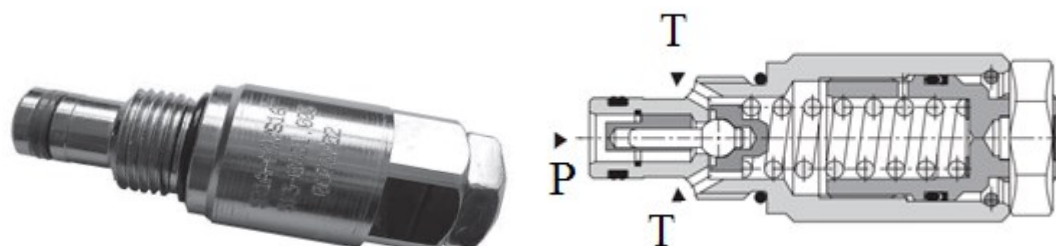
#### 4.5 Návrh pojistného ventilu

Podobně jako u volby jednosměrného ventilu jsou důležitými parametry pro výběr pojistného ventilu maximální průtok  $Q$  a maximální tlak  $p$  v hydraulickém obvodu. U dané aplikace je vypočítaný průtok  $Q_{skut} = 14,78 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  a tlak  $p = 7,49 \text{ MPa}$ . V katalogu firmy Argo – Hytos je zvolen vestavný tlakový přepouštěcí ventil SR1A-A2, viz obrázek 4.8. V katalogu výrobce deklaruje nízké tlakové a objemové ztráty. Dále odolnost vůči korozi, podle ISO 9227, je uskutečněna pozinkováním povrchu ventilu. Nastavování dovoleného tlaku je za pomoci šroubu s vnitřní 6HR. Ventil je vyhovující pro obvody s průtokem  $Q = (0 \div 30) \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  a rozsahem tlaku  $p = (0 \div 35) \text{ MPa}$ . Přesně specifikované označení pro naši aplikaci plyne z grafu na obrázku 4.9, a to SR1A-A2/10TA. Tento ventil má rozsah tlaku do 10 MPa.

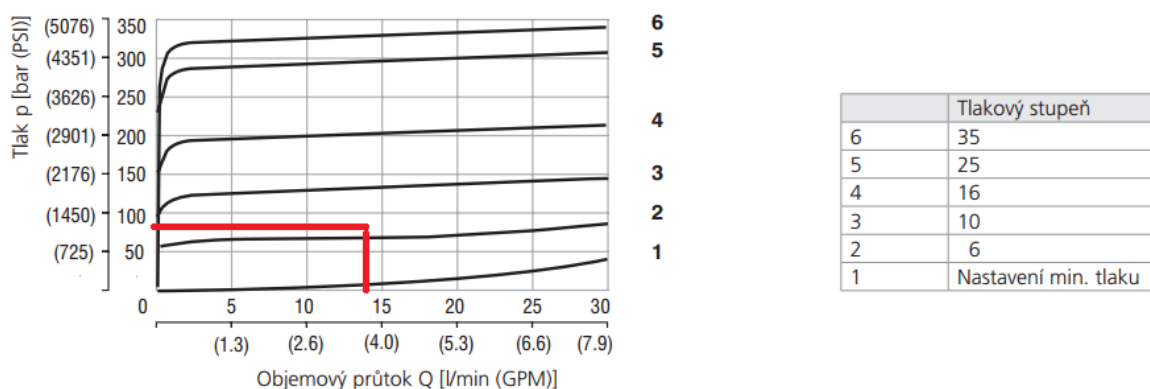
#### Popis funkce pojistného ventilu

Ventil je určen k nastavení maximálního dovoleného tlaku v obvodu. Tak je zajištěna ochrana prvků řazených v hydraulickém obvodu proti přetížení. Pružina, která je nastavena na určitou sílu, tlačí kalenou kuželku k těsnicí hraně sedla ventilu. Ventil je tak

v základní poloze uzavřen. Překročí-li tlak hodnotu nastavenou stlačením pružiny, vysune se kuželka ze sedla a olej odtéká do nádrže. Ventil se zavře po snížení tlaku pod nastavenou hodnotu [15].



Obr. 4.8 Vestavný tlakový přepouštěcí ventil [15, 16]



Obr. 4.9 Pojistný tlak v závislosti na objemovém průtoku [16]

## 4.6 Návrh škrtkícího ventilu

Výběr škrtkícího ventilu se odvíjí od průtoku oleje při spouštění vidlic. Tlak v hydraulickém obvodu při spouštění vytváří tíha vidlic, případně hmotnost břemene na vidlicích, působící přes píst hydromotoru. Tlak  $p_{min}$  při spouštění vyvozený pouze tíhou samotných vidlic je vypočítán v rovnici 4.27. Tlak při maximálním zatížení vozíku je vypočítán v rovnici 4.2.

Vybírám vestavný škrtkící ventil firmy Argo - Hytos ST21 – A2/L 20 S - A. Pod tímto označením je škrtkící ventil s maximálním průtokem  $20 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  a tlakem do 320 bar. U plného zatížení vozíku by průtok ventilem  $Q = 14,14 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  odpovídal uzavření škrtkícího ventilu o cca 3,5 otáčky. Při tomto nastavení by byl průtok ventilem, u spouštění samotných vidlic cca  $Q = 4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ . Pro větší průtok ventilem a tím i rychlejší spouštění

by se ventil musel více otevřít, jak vyplývá z grafu na obrázku 4.10. Je také možné nahradit škrtící ventil dvoucestným regulátorem průtoku.

Hmotnost samotných vidlic působících na píst hydromotoru je  $m_{min} = 100 \text{ kg}$ .

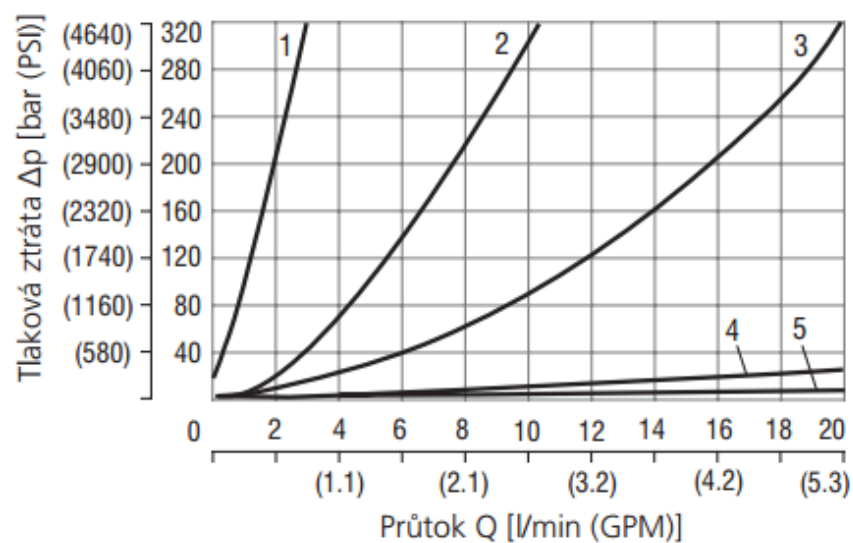
$$F_{min} = m_{min} \cdot g = 100 \cdot 9,81 = 981 \text{ N} \quad (4.26)$$

Tlak působící na píst je vypočítán ze vztahu:

$$p_{min} = \frac{F_{min}}{S} = \frac{F_{min} \cdot 4}{\pi \cdot D^2} = \frac{981 \cdot 4}{\pi \cdot 0,05^2} = 499\,619 \text{ Pa} = 0,49 \text{ MPa} \quad (4.27)$$

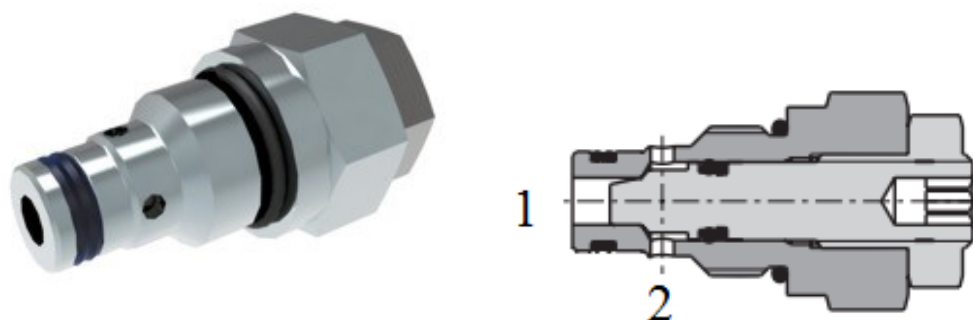
Směr průtoku 2→1

ST21A-A2/L20\*, ST2C1A-A2/L20\*



Počet otáček šroubu				
1	2	3	4	5

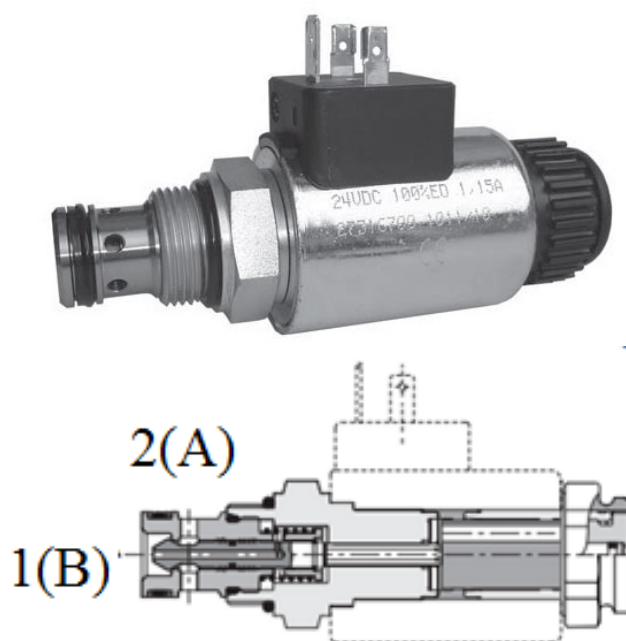
Obr. 4.10 Tlaková ztráta na škrtícím ventilu [17]



Obr. 4.11 Škrťací ventil [17, 18]

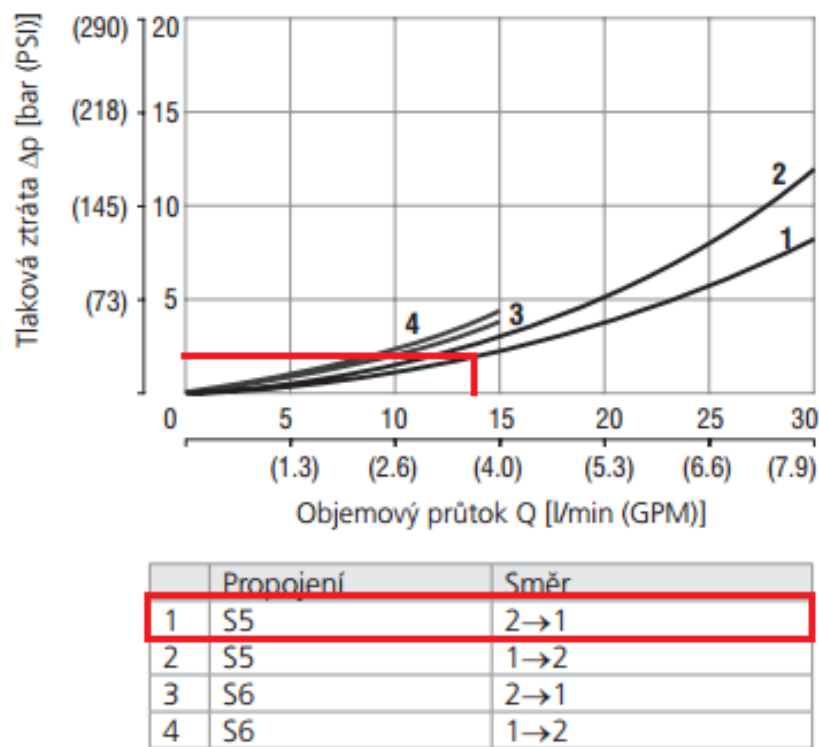
#### 4.7 Návrh rozvaděče

Od firmy Argo-Hytos vybírám elektromagneticky ovládaný sedlový ventil 2/2 typu ROE3-042S5 – A, viz obrázek 4.12. Výrobce deklaruje vysoký objemový průtok a nízké objemové ztráty. V základní poloze je ventil uzavřen. Tento ventil je určen pro tlaky do  $p = 25 \text{ MPa}$  a do průtoku  $Q = 25 \text{ dm} \cdot \text{min}^{-1}$ , což pro naši aplikaci vyhovuje. Ochrana proti korozi je provedena pozinkováním podle ISO 9227. Na obrázku 4.13 je graf závislosti tlakové ztráty  $\Delta p_z$  na průtoku  $Q$ . Pro náš obvod s průtokem  $Q = 14,7 \text{ dm} \cdot \text{min}^{-1}$  bude nejvyšší tlakový spád  $0,2 \text{ MPa}$ , v grafu vyznačený červeně.



Obr. 4.12 2/2 Elektromagneticky ovládaný sedlový ventil, přímo řízený [19]





Obr 4.13 Graf závislosti tlakové ztráty na průtoku [19]

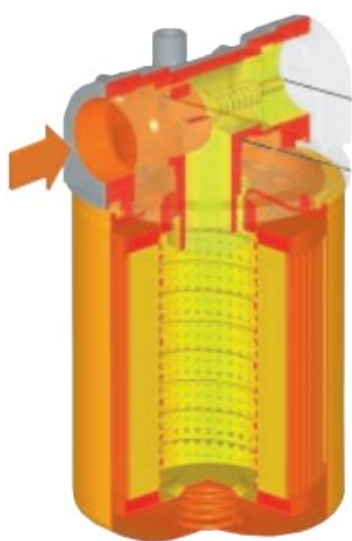
#### 4.8 Návrh filtru a jednosměrného ventilu JV2

Z návrhu hydrogenerátoru vyplývá, že je zapotřebí vybrat filtr, který je schopen filtrovat hydraulické kapaliny pro třídu znečištění 21/18/15 podle ISO 4406 a lepší. Na obrázku 4.14 je tabulka doporučených znečištění pro hydraulické prvky. Na obrázku 4.15 je vybraný filtr do zpětné větve MPS 050R G1 050 P10 V V6. Tlaková ztráta filtru v závislosti na průtoku je v grafu na obrázku 4.16. Jemnost filtru je možno vybrat z katalogu výrobce. Vybírám vložku s filtrací 10  $\mu\text{m}$ . Pro případ zanesení filtru je zařazen obtok i s ventilem JV2 a barometrem. Daný typ filtru má otevírací tlak obtokového ventilu  $p = 1,75$  bar. Při překročení tlaku  $p = 1,75$  bar, který můžeme kontrolovat na barometru, je nutno vyměnit filtrační vložku [20].

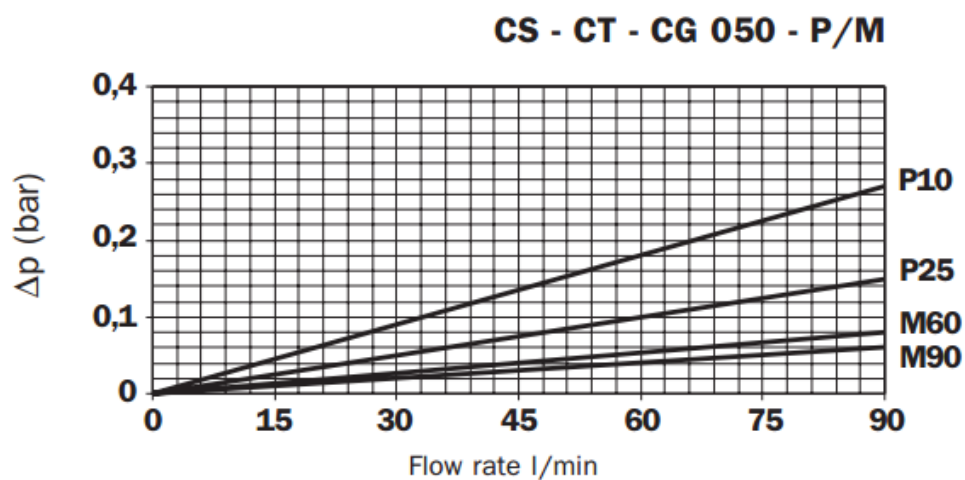
Filtr se do obvodu zařazuje z důvodu ochrany hydraulických prvků před opotřebením. V hydraulickém obvodu se totiž mohou tvořit kovové částičky a jiné nečistoty, které zkracují životnost hydraulických prvků.

Tab. 1. Třídy čistoty pro tlak 20 MPa		
Hydraulické prvky	Požadovaná třída filtrace ISO/NAS	Doporučená absolutní filtrace [ $\mu\text{m}$ ]
Axiální pístová čerpadla	21/18/15; 9	10
Zubová čerpadla	21/18/15; 9	10
Lamelová čerpadla	20/17/14; 8	10
Rozvaděče el. ovládané	21/18/15; 9	10
Škrticí ventily	21/18/15; 9	10
Proportionální ventily	20/17/14; 8	10
Servoventily	17/14/11; 5	5

Obr. 4.14 Třídy čistoty pro tlak 20 MPa [21]



Obr. 4.15 Filtr [20]



Obr. 4.16 Tlaková ztráta filtru v závislosti na průtoku [20]

## 4.9 Výpočet celkové tlakové ztráty

Do výpočtu tlakové ztráty  $\Delta p_z$  se pro tuto danou aplikaci zahrnuje pouze tlaková ztráta na jednosměrném ventilu ( $\Delta p_{zj} = 2 \text{ bar}$ ) a ztráta v sacím a tlakovém potrubí, viz rovnice 4.28:

$$\Delta p_z = \Delta p_{zj} + \Delta p_{zt} + \Delta p_{zs} = 200000 + 37279 + 5560 = 242839 \text{ Pa.} \quad (4.28)$$

V rovnici 4.29 je výpočet potřebného výkonu  $P_p$  elektromotoru se zahrnutím ztrát v obvodu. K potřebnému tlaku  $p = 7,49 \text{ MPa}$  musíme přičíst ztráty v obvodu  $\Delta p_z = 0,24 \text{ MPa}$ . Do vzorce zahrnujeme i mechanicko tlakovou účinnost hydromotoru, která je 85 %.

$$P_p = \frac{Q_{skut.} \cdot (\Delta p + \Delta p_z)}{\eta_{m,p}} = \frac{2,46 \cdot 10^{-4} \cdot 7,73 \cdot 10^6}{0,85} = 2,2 \text{ kW} \quad (4.29)$$

Pro dosažení navrhovaných parametrů se musí navýšit výkon elektromotoru. Můžeme použít například elektromotor DC typu DC-Motor Efel 36703 24V/2,5 kW, viz obrázek 4.17.



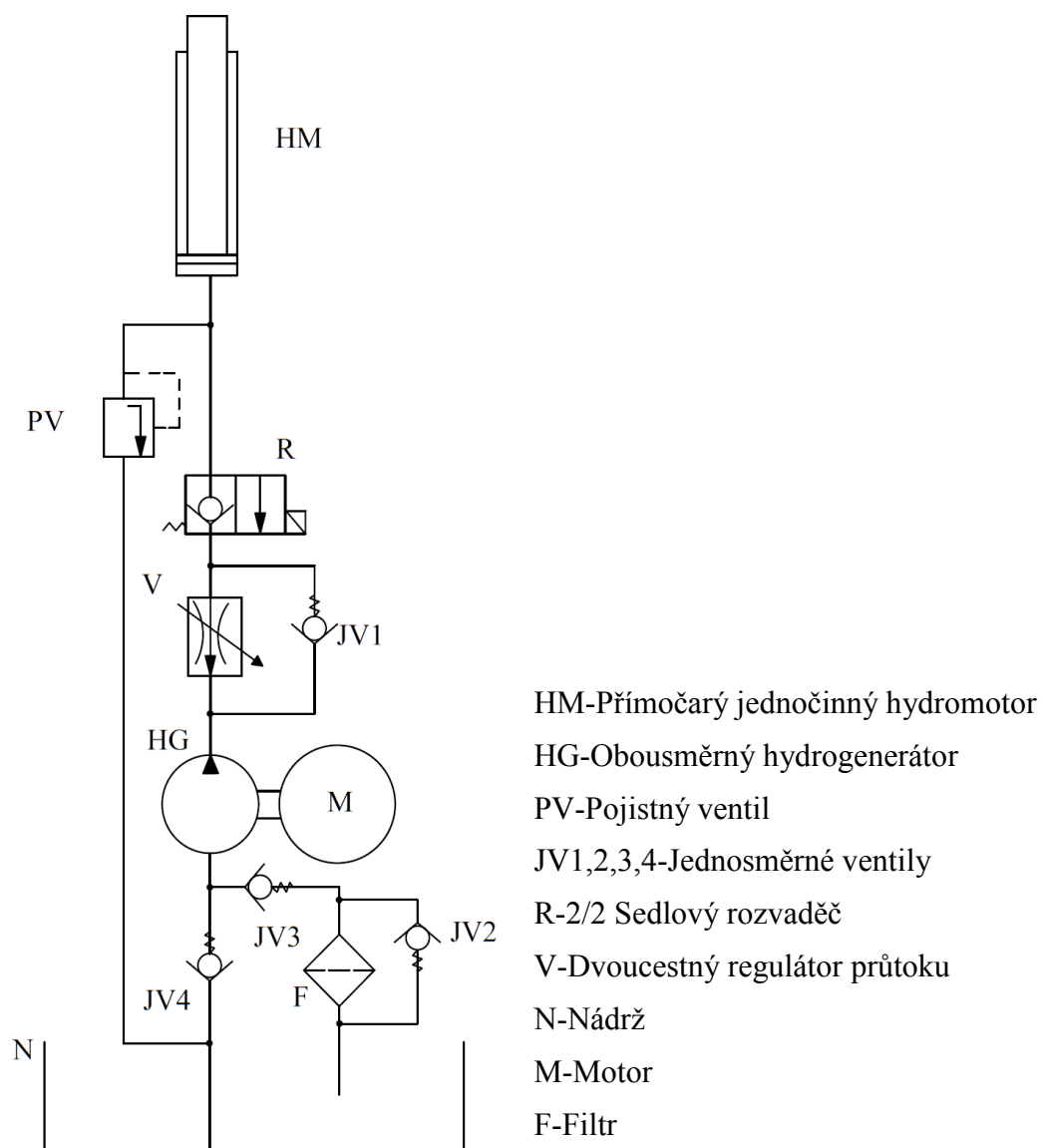
Obr. 4.17 DC-Motor Efel 36703 24V/2,5 kW [22]

## 5 Návrh hydraulického obvodu č. 2 s rekuperací

Z důvodu lepšího využití energie je na obrázku 5.1 zpracován návrh hydraulického obvodu s rekuperací energie. V návrhu obvodu zůstal z původních prvků pouze hydromotor HM a nádrž N. Další prvky v obvodu jsou nahrazeny jinými, které budou plnit funkci pro navrženou aplikaci. Do nového obvodu jsou navrženy následující prvky.

Pojistný ventil PV, který chrání hydraulický obvod před přetížením. Dále 2/2 sedlový rozvaděč R, v základní poloze tento rozvaděč propouští olej pouze v jednom směru, a to z nádrže N přes hydrogenerátor HG do hydromotoru HM. Při přestavení rozvaděče do druhé polohy bude olej proudit v opačném směru, z hydromotoru do nádrže, přes hydrogenerátor. Tlak v oleji bude vyvozen tíhou vidlic. Zpětná cesta do nádrže přes hydrogenerátor je navržena z důvodu rekuperace systému. Tlak vyvozený tíhou vidlic roztočí hydrogenerátor v opačném směru a ten bude přes spojovací hřídel otáčet s elektromotorem, který se tak stane generátorem. Elektromotor M tedy bude při zpětném chodu nabíjet baterii. Dalším prvkem v systému je už zmíněný elektromotor, který bude při zvedání vidlic pohánět hydrogenerátor a naopak při spouštění vidlic se stane generátorem elektrické energie. Abychom mohli regulovat rychlost spouštění, zařadíme do obvodu dvoucestný regulátor průtoku V. Ten je používán pouze při spouštění vidlic. Pro případ zvedání vidlic je regulátor průtoku nečinný a olej proudí v obtokové větvi s jednosměrným ventilem JV1. Jednosměrný ventil JV1 má v obvodu funkci pouze při zvedání břemene, kdy přes něj olej protéká. Je tak vytvořen obtok dvoucestného regulátoru průtoku. U spouštění břemene je jednosměrný ventil JV1 uzavřen a průtok oleje regulujeme přes regulátor průtoku. Jednosměrný ventil JV3 zabraňuje v nasávání nečistot, případně vzduchu, při čerpání z nádrže. Nečistoty, které filtr F zachytí při filtraci, by byly nasávány zpět do obvodu. Filtrace obvodu by tak byla nefunkční. Pro případ ucpání filtru je vytvořen jeho obtok a v něm zařazen jednosměrný ventil JV2. Poslední jednosměrný ventil JV4 brání průtoku oleje do nádrže při spouštění. Olej tak proudí do větve s filtrem F.

V tabulce 5.1 jsou již vypočtené a navržené parametry hydraulického obvodu z kapitoly 4. Tyto hodnoty zachováme i při návrhu obvodu s rekuperací.



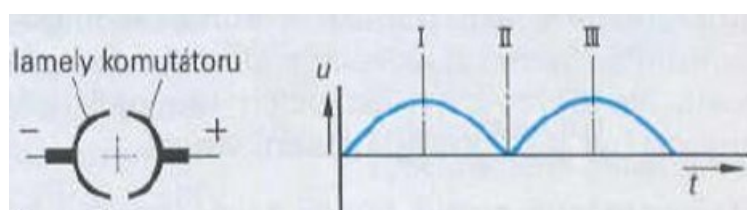
Obr. 5.1 Schéma navrhovaného obvodu č.2

Tab. 5.1 Navržené parametry obvodu

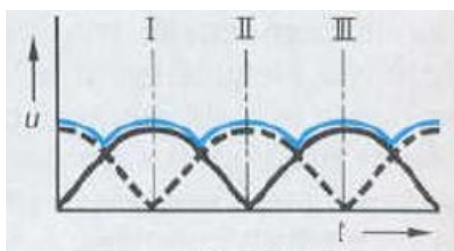
Maximální nosnost vozíku	$m = 1500 \text{ kg}$
Rychlost zvedání	$v = 0,12 \text{ m}$
Průměr pístu	$D = 0,05 \text{ m}$
Síla při maximálním zatížení vozíku	$F = 14\,715 \text{ N}$
Tlak na píst	$p = 7,49 \text{ MPa}$
Průtok	$Q = 14,14 \text{ dm} \cdot \text{min}^{-1}$
Potřebný výkon	$P = 1,77 \text{ kW}$

## 5.1 Popis elektromotoru ve funkci generátoru

Princip činnosti motoru ve funkci generátoru je následující. Stator dynamo vytváří budící magnetické pole, v tomto poli se otáčí vinutí rotoru. V závitech rotoru se indukují napětí změnou velikosti magnetického toku procházejícího smyčkou a vzniká proud. Přímou proti pólům se indukují v pohybujících se vodičích největší napětí z důvodu největší změny magnetického toku procházejícího smyčkou. Komutátor stejnosměrného generátoru působí jako usměrňovač. Vzniká tepající napětí, viz obrázek 5.2. Protože je v rotoru více pólů, nedochází k tak velkým skokům napětí a rotor je stabilnější, jak ilustruje obrázek 5.3 [23].



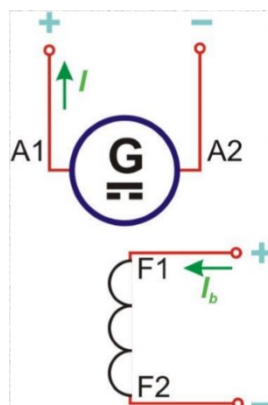
Obr. 5.2 [23]



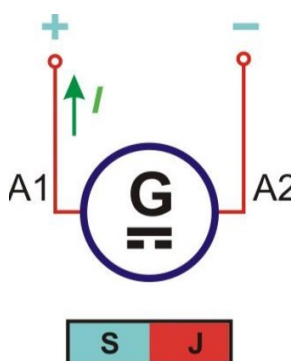
Obr. 5.3 [23]

Mezi druhy stejnosměrných generátorů patří generátor s cizím buzením. Do budícího vinutí (F1, F2) přivádíme stejnosměrný proud, čímž vytvoříme dva opačné magnetické póly. Při otáčení rotoru v tomto magnetickém poli se nám na rotoru začne indukovat napětí a z výstupu (A1, A2) můžeme odebírat proud. Princip ilustruje obrázek 5.4 [23].

Dalším druhem je generátor s permanentními magnety, viz obrázek 5.5. Jelikož je statorem permanentní magnet, nemusíme pro generování energie dodávat žádnou energii. Při otáčení rotoru začne působit magnetické pole magnetu na vinutí rotoru, na kterém se začne indukovat napětí. Z výstupu (A1, A2) můžeme pak odebírat proud [23].



Obr. 5.4 [ 23]



Obr. 5.5 [23]

## 5.2 Návrh elektromotoru

V návrhu obvodu s rekuperací volím s ohledem na výpočet v rovnici 4.29 elektromotor s vyšším výkonem přesná specifikace je elektromotor DC-Motor Efel 36703 24V/2,5 kW, viz obrázek 5.4. V tabulce 5.2 jsou parametry zvoleného elektromotoru.

Tab. 5.2 Parametry zvoleného elektromotoru

Výkon	$P = 2,5 \text{ kW}$
Napětí	$U = 24 \text{ V}$
Otáčky	$n = 2200 \text{ min}^{-1}$



Obr. 5.4 Elektromotor DC AMJ5654 [22]

### 5.3 Návrh hydrogenerátoru

I pro tuto aplikaci vybírám totožný hydrogenerátor HG jako v kapitole 4, viz obrázek 5.5. Je totiž možné ho použít pro průtok v obou směrech a to tak, aby při spouštění protékal olej přes hydrogenerátor. Ten se při spouštění stane motorem, který bude pohánět elektromotor. Elektromotor bude poté nabíjet baterii.



Obr. 5.5 Zubový obousměrný hydrogenerátor [10]



## 5.4 Návrh pojistného ventilu

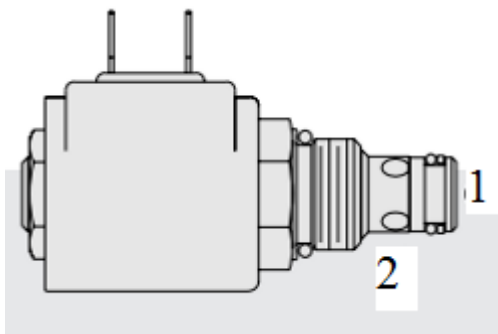
Do obvodu je zařazen přepouštěcí ventil, aby se zamezilo poškození prvků obvodu vlivem přetížení systému. Volím přepouštěcí ventil s dovoleným průtokem nad  $16,89 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  a tlakem nad 7,49 MPa. Z katalogu firmy Argo – Hytos volím přepouštěcí ventil SR1A-A2/10TA, viz obrázek 5.6. Bližší specifikace ventilu je v kapitole 4 (návrh pojistného ventilu).



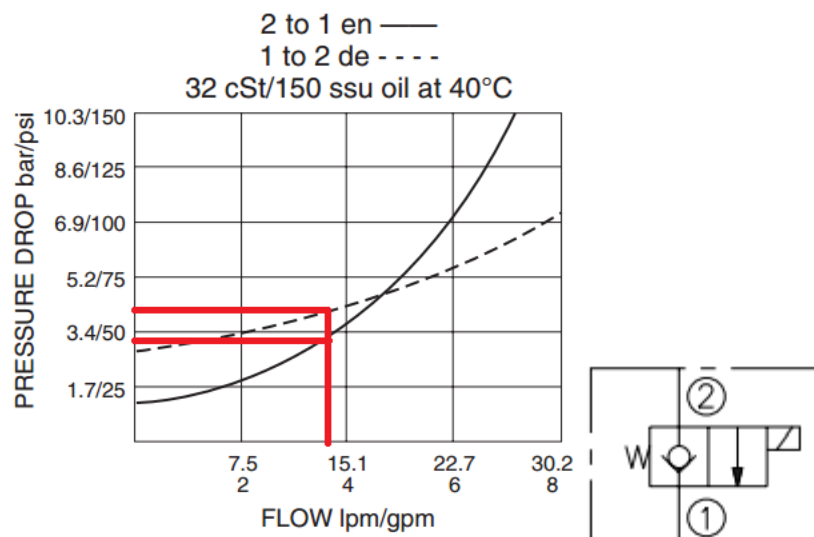
Obr. 5.6 Vestavný tlakový přepouštěcí ventil [15]

## 5.5 Návrh Sedlového rozvaděče 2/2

Funkci přehrazení průtoku bude plnit elektromagneticky ovládaný 2/2 vestavný sedlový ventil, přímo řízený, od firmy Hydra Force typu SV08-20 M-0-N-12DS. Tento ventil je konstruován do průtoku  $Q = 30 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  a maximálního tlaku  $p = 207 \text{ bar}$ . Ventil má vysoký objemový průtok a nízké objemové ztráty. Volím variantu s uzavřenou základní polohou, do této polohy je tlačena pružinou. Tlaková ztráta pro tuto aplikaci je při průtoku  $Q = 14 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  přibližně  $\Delta p = 3,3 \text{ bar}$  při spouštění a tlaková ztráta při zvedání břemene je  $\Delta p = 4 \text{ bar}$ . Na obrázku 5.8 je v grafu vyznačena červeně. [24]



Obr. 5.7 Vestavný 2/2 sedlový ventil [24]

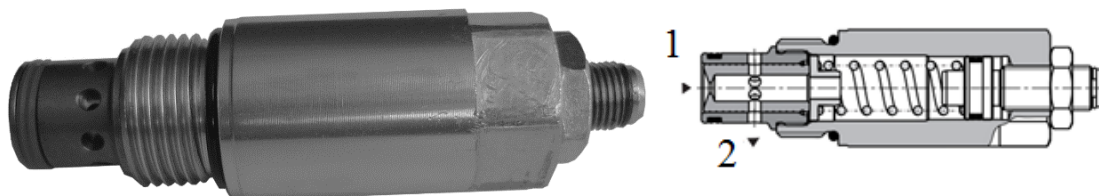


Obr. 5.8 Tlaková ztráta rozvaděče závislá na průtoku [24]

## 5.6 Návrh škrťacího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou

Pro regulaci rychlosti spouštění volím škrťací ventil s dvoucestnou tlakovou vahou. V této aplikaci je zapotřebí pro zvedání obtok takového prvku jednosměrným ventilem. Z katalogu firmy Argo – Hytos vybírám typ ventilu SF22A-B/H 20 SA. Tento ventil je vyroben pro průtoky do  $Q = 20 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  a tlaky do  $p = 35 \text{ MPa}$ . Takovýto prvek není závislý na změně zátěžného tlaku. Mohou se s ním regulovat průtoky na vstupu i výstupu spotřebiče. Průtok se nastavuje otočnou rukojetí. Tělo ventilu je fosfátováno a ocelové dílce zinkovány z důvodu ochrany proti korozi. Průtok při plné zátěži bude tak pouze o cca 10 % menší než průtok bez ní jak ilustruje graf na obrázku 5.10.

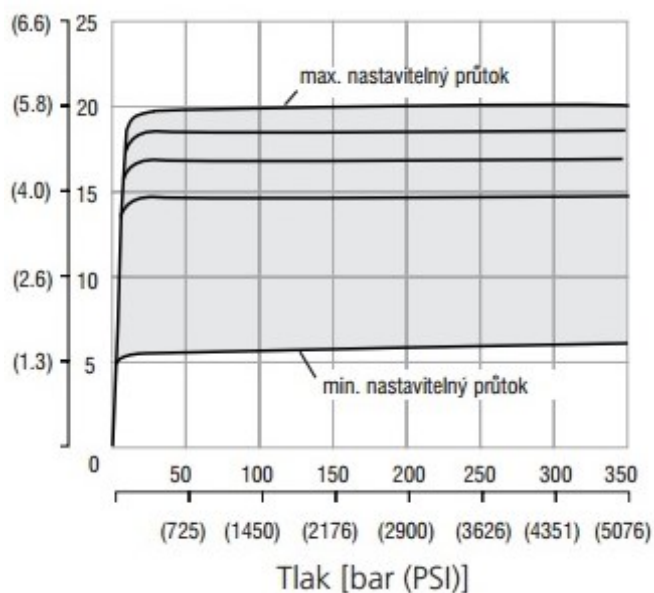
Takovýto ventil s dvoucestnou stabilizací je určen pro regulaci rychlosti nebo otáček na výstupu. Konstantní tlakový spád se udržuje pomocí šoupátka dvoucestného stabilizátoru. Průtok tak není závislý na změně vstupního tlaku [25].



Obr. 5.9 Ventil s dvoucestnou tlakovou váhou [25, 26]

Směr průtoku 1 - 2 (regulovaný průtok)

Průtok 20



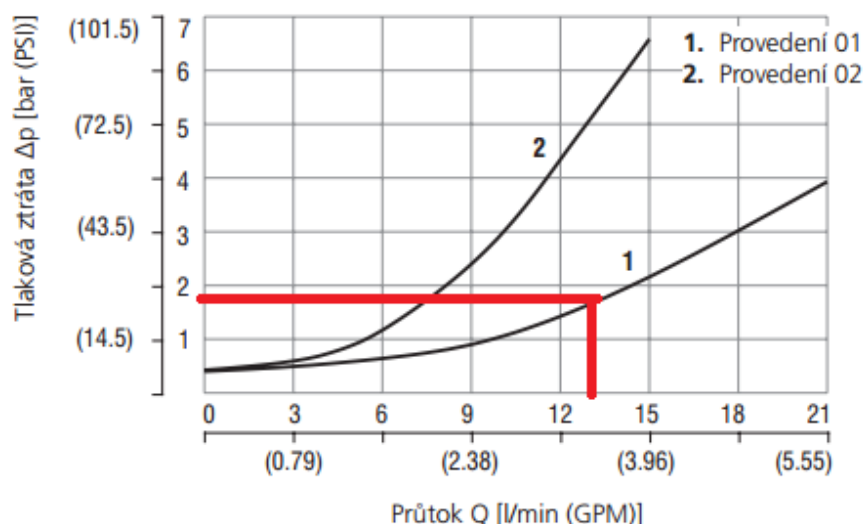
Obr. 5.10 Nastavitelný průtok ventilem [25]

## 5.7 Návrh jednosměrných ventilů JV3, JV4

Z katalogu volím jednosměrný ventil od firmy Argo - Hytos VJO1-06/SG002-1, viz obrázek 4.4. Parametry zvoleného jednosměrného ventilu jsou v tabulce 4.8. Maximální průtok ventilem  $Q = 20 \text{ dm} \cdot \text{min}^{-1}$ , maximální dovolený pracovní tlak  $p = 32 \text{ MPa}$ . Otevírací tlak, který překoná tuhost pružiny, je  $p = 0,025 \text{ MPa}$ . Tlakové ztráty v závislosti na průtoku zobrazuje graf na obrázku 5.12. Tlakový spád u provedení 1 je  $\Delta p_z = 0,19 \text{ MPa}$ , v grafu vyznačený červeně.

Značka	Provedení 01	Provedení 02

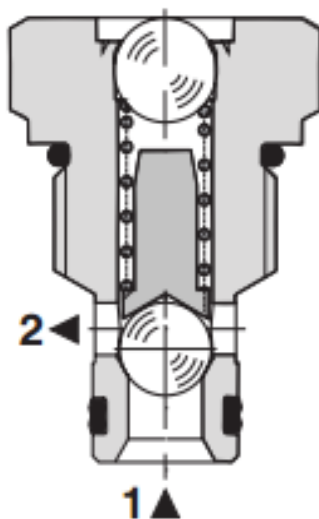
Obr. 5.11 Provedení jednosměrného ventilu [23]



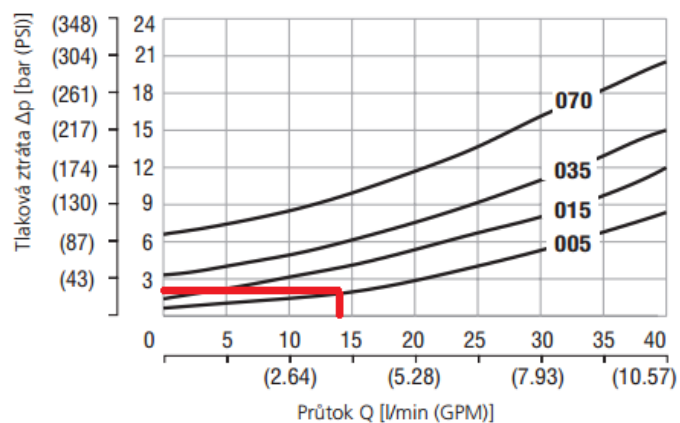
Obr. 5.12 Tlaková ztráta [24]

## 5.8 Návrh jednosměrného ventilu JV1

Pro obtok škrťacího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou volím jednosměrný ventil JV1 typu SC1F-A2/005-A, viz obrázek 5.13. Z důvodu kompaktnosti volím typ s možností vestavby do bloku. Vybraný ventil má maximální průtok  $Q = 40 \text{ dm} \cdot \text{min}^{-1}$  a dovolený tlak  $p = 420 \text{ bar}$ . Graf tlakové ztráty v závislosti na průtoku je na obrázku 5.14. Pro průtok této aplikace je vyznačen červeně a má hodnotu  $\Delta p_z = 2 \text{ bar}$ .



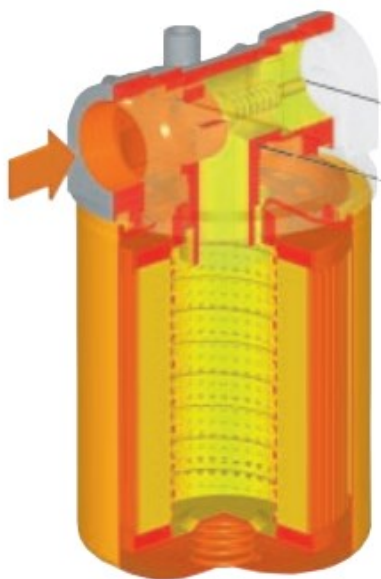
Obr. 5.13 Jednosměrný ventil [27]



Obr. 5.14 Jednosměrný ventil [27]

## 5.9 Návrh filtru a jednosměrného ventilu JV2

Z návrhu hydrogenerátoru vyplývá, že je zapotřebí vybrat filtr, který je schopen filtrovat hydraulické kapaliny pro třídu znečištění 21/18/15 podle ISO 4406 a lepší. Na obrázku 5.15 je vybraný filtr do zpětné větve typu MPS 050R G1 050 P10 V V6. Jemnost filtru pro naši aplikaci vybírám z katalogu, a to 10  $\mu\text{m}$ . Bližší specifikace v kapitole 4.8.



Obr. 5.15 Filtr [20]

## 6 Porovnání návrhů

Práce se zabývá návrhem dvou variant návrhů přestavby ručního vysokozdvizného vozíku. V obou případech je zachována původní nádrž a hydromotor, další původní prvky jsou z obvodu vyřazeny a nahrazeny jinými. Nové prvky nahradí původní a jsou navrženy tak, aby vyhovovaly dané aplikaci.

U prvního případu je pohon hydraulického obvodu navržen pouze pro zvedání vidlic. Při spouštění vidlic olej proudí mimo hydrogenerátor do nádrže. V tomto návrhu jsou následující prvky, viz tabulka 6.1.

Tab. 6.1 Návrh prvku pro obvod č. 1

Prvek	Typ	Počet kusů
Elektromotor	DC-Motor Efel 36703 24V/2,5 kW	1
Hydrogenerátor	GP1L-7,0 R-AC-KD-S-N	1
Jednosměrný ventil JV2	VJO1-06/SG002-1	1
Pojistný ventil	SR1A-A2/10TA	1
Škrticí ventil	ST21 – A2/L 20 S - A	1
2/2 sedlový rozvaděč	ROE3-042S5 – A	1
Filtr	MPS 050R G1 050 P10 V V6	1
Baterie trakční	EXIDE EQUIPMENT GEL, 12V, 40Ah, ES450	2

Druhý návrh přestavby se věnuje lepší energetické účinnosti. Obvod je navržen tak, že se část elektrické energie vynaložené při zvedání vidlic vrátí zpět při jejich spouštění. Olej v tomto návrhu proudí v obou směrech přes hydrogenerátor. Ten se při spouštění stává hydromotorem, který pohání elektromotor. Elektromotor poté nabíjí baterii. Návrh prvků je uveden v tabulce 6.2.

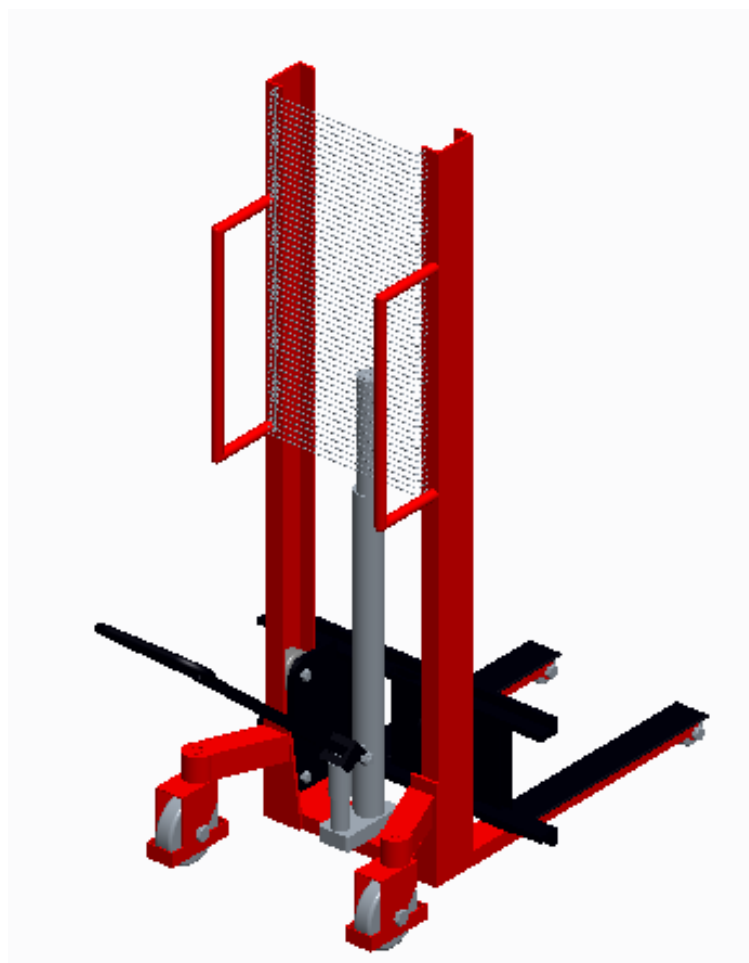
Tab. 6.2 Návrh prvku pro obvod č. 2

<b>Prvek</b>	<b>Typ</b>	<b>Počet kusů</b>
Elektromotor	DC-Motor Efel 36703 24V/2,5 kW	1
Hydrogenerátor	GP1L-7,0 R-AC-KD-S-N	1
Jednosměrný ventil JV3, JV4	VJO1-06/SG002-1	2
Jednosměrný ventil JV1	SC1F-A2/005-A	1
Pojistný ventil	SR1A-A2/10TA	1
Sedlový ventil 2/2,	SV08-20 M-0-N-12DS	1
Dvoucestný regulátor průtoku	SF22A-B/H 20 SA	1
Filtr	MPS 050R G1 050 P10 V V6	1
Baterie trakční	EXIDE EQUIPMENT GEL, 12V, 40Ah, ES450	2

Z důvodů nižších finančních nákladů je pro návrh konstrukčních úprav vybrána varianta obvodu číslo 1.

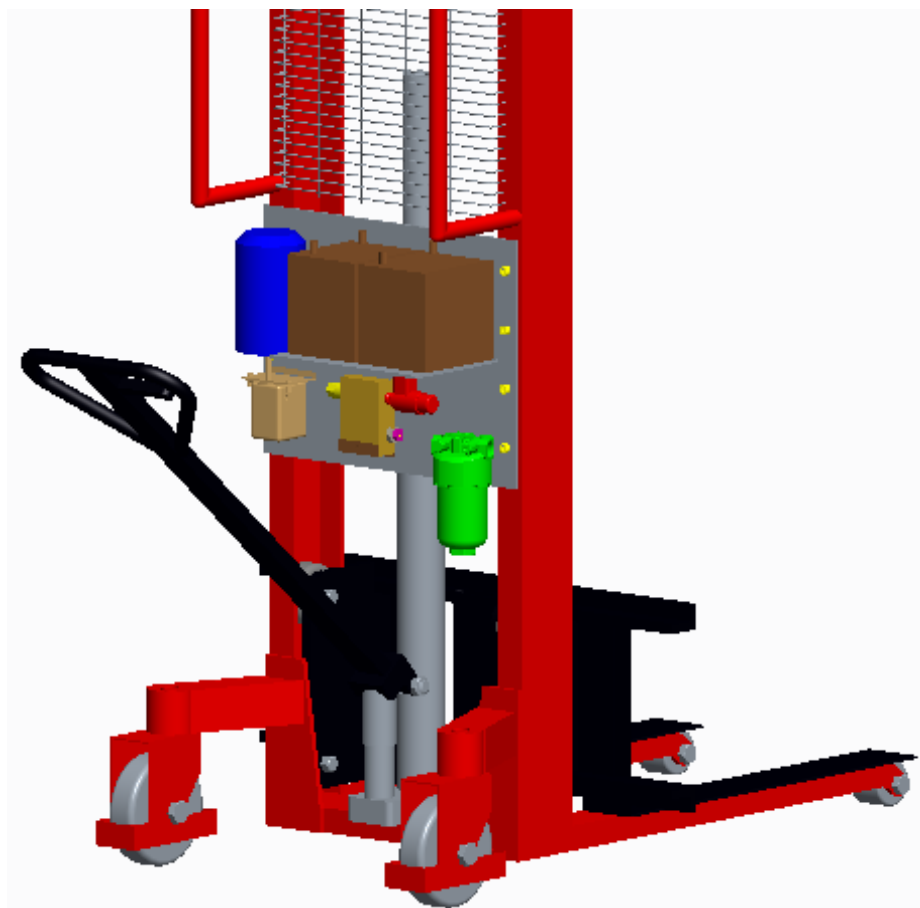
## 7 Návrh konstrukčních úprav obvodu č. 1

Na obrázku 7.1 je orientační model vozíku, vymodelovaný v 3D programu PTC Creo Parametric 3.0. Na tomto modelu je vypracován návrh přestavby. K vozíku se pomocí šroubů upevní plechová tabule, viz obrázek 7.2. Na plech je uchycen elektrohydraulický pohon zdvihu vozíku. Jeho jednotlivé prvky jsou na svářených úchytech připevněny šrouby. Pro připojení pojistného ventilu, škrticího ventilu a 2/2 rozvaděče do hydraulického obvodu je navržena hydraulická kostka, do níž se tyto prvky zapojí. Jednosměrný ventil je konstruován pro vestavbu do vedení. Bude zapojen mezi hydrogenerátor a hydromotor. Všechny prvky hydraulického obvodu budou propojeny hadicemi. Sací větev propojí původní nádrž a hydrogenerátor, tlaková větev povede z hydrogenerátoru přes jednosměrný ventil do hydromotoru. V tlakové větvi bude zařazen T kus pro rozdělení cesty. Jedna cesta povede do již zmíněného hydromotoru a druhá na vstup hydraulické kostky. Při spouštění bude olej proudit přes sedlový 2/2 rozvaděč, škrticí ventil a filtr odpadní větví zpět do nádrže.



Obr. 7.1 Model původního stavu





Obr. 7.2 Návrh konstrukčních úprav

## 8 Závěr

Bakalářská práce se zabývala vhodným návrhem hydraulického obvodu na elektrický pohon s následným provedením výpočtů a specifikací navržených hydraulických prvků.

V první části byl popsán současný stav trhu s vysokozdvížnými a nízkozdvížnými vozíky. Parametry vozíků byly popisovány s ohledem na jejich konstrukci, pohon a rychlost zvedání břemene. Vysokozdvížné vozíky byly rozděleny na vozíky s hydraulickým a elektrickým zdvihem, případně s elektrickým pojezdem.

Druhá část popisovala současný stav vysokozdvížného vozíku, na kterém je prováděn návrh přestavby. Popis se zaměřoval především na hydraulický obvod a jeho funkci u tohoto vozíku. Bylo nakresleno hydraulické schéma původního obvodu s popisem funkce jednotlivých prvků v něm.

Následovaly návrhy hydraulických obvodu s elektrickým pohonem. V návrhu č. 1 byl navržen hydraulický obvod na elektrický pohon. Do obvodu byl zařazen hydrogenerátor, který je poháněn elektromotorem. Dalším prvkem byl jednosměrný ventil, ten brání oleji v proudění zpět do nádrže přes hydrogenerátor. Pro možnost spouštění vidlic byl zařazen rozvaděč a škrťací ventil. Rozvaděčem otevíráme, případně zavíráme cestu z hydromotoru do nádrže. Škrťacím ventilem pak můžeme regulovat průtok, tedy rychlost spouštění vidlic. Pro filtraci oleje na požadovanou čistotu byl zařazen filtr. Ten v sobě má zakomponovaný obtokový ventil, který je žádoucí pro případ zanesení. Posledním prvkem byl zvolen pojistný ventil, jenž byl do obvodu zařazen z důvodu ochrany hydraulických prvků před přetížením.

Návrh č. 2 byl zaměřen na možnost rekuperace energie. Hydraulický obvod byl navržen tak, aby přes hydrogenerátor protékal olej v obou směrech, a aby byla možná rekuperace energie při spouštění vidlic. V obvodu zůstal původní hydrogenerátor, ten je však poháněn silnějším elektromotorem. Návrh elektromotoru s větším výkonem vyplynul z výpočtu a návrhu obvodu č. 1 - výkon elektromotoru totiž neodpovídal navržené rychlosti zvedání. Z návrhu obvodu č. 1 byly dále ponechány následující prvky: pojistný ventil, filtr a jednosměrné ventily JV4 a JV3. Jednosměrný ventil JV1 byl s ohledem na kompaktnost řešení volen tak aby šel zakomponovat do hydraulické kostky. Pro tuto aplikaci bylo zapotřebí změnit typ rozvaděče a z důvodu konstantní rychlosti spouštění vidlic při rozdílném zatížení byl škrťací ventil nahrazen škrťacím ventilem s dvoucestnou tlakovou váhou.

Následně byly oba návrhy porovnány a pro vybraný návrh byl zpracován návrh přestavby. Co se týče dalších možností rozpracování návrhu, bylo by možné zabývat se přesnou technickou dokumentací konstrukčních úprav na přestavovaném vozíku a také návrhem vrtání kanálů v hydraulické kostce.

## 9 Seznam použité literatury

- [1] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy*. 2. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2005. ISBN 80-248-0857-9.
- [2] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2010. ISBN 978-80248-1827-6.
- [3] *Nízkozdvižný vozík* [online]. [cit. 2017-04-27]. Dostupné z: <https://eulift.cz/paletove-voziky/12-paletovy-vozik-bf30.html>
- [4] *Nízkozdvižný vozík elektrický* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <https://eulift.cz/nizkozdvizne-paletove-voziky/25-paletovy-vozik-cbd15g.html>
- [5] *Vysokozdvižný vozík hydraulický* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <https://eulift.cz/vysokozdvizne-voziky/264-vysokozdvizny-vozik-sdj1516b.html>
- [6] *Vysokozdvižný vozík elektrický* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <https://eulift.cz/vysokozdvizne-voziky/60-vysokozdvizny-vozik-cdd10b.html>
- [7] *Vysokozdvižný vozík elektrický* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <https://eulift.cz/vysokozdvizne-voziky/321-vysokozdvizny-vozik-cdd1020el.html>
- [8] *Schéma hydraulické kostky* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <https://eulift.cz/vysokozdvizne-voziky/264-vysokozdvizny-vozik-sdj1516b.html>
- [9] *Elektromotor* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://www.iskra-agv.cz/im0006-dc-motor-amj5654-24v-2-0kw-.htm>
- [10] *Hydrogenerátor* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: [http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user\\_upload/Katalog\\_GP1L\\_hc8014\\_CZ.pdf](http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_GP1L_hc8014_CZ.pdf)
- [11] *Hadice* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/hydraulicka-hadice-%E2%80%93-flexor-lsn-r1at-32035.html>
- [12] *Hydraulický olej* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: [https://eshop.paramo.cz/data/VyrobkovaDokumentace/ti\\_paramo\\_hm\\_z3.pdf](https://eshop.paramo.cz/data/VyrobkovaDokumentace/ti_paramo_hm_z3.pdf)
- [13] *Jednosměrný ventil* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://www.argo-hytos.com/cz/vyroby/ridici-a-regulacni-technika/jednosmerne-ventily/vjo1-06s.html>
- [14] *Technická data jednosměrného ventilu* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: [http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user\\_upload/Katalog\\_VJO1-06\\_S\\_hc5004\\_CZ.pdf](http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_VJO1-06_S_hc5004_CZ.pdf)

- [15] *Pojistný ventil* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/tlakove-a-redukcniventily/sr1a-a2.html>
- [16] *Pojistný ventil* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: [http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user\\_upload/Katalog\\_SR1A-A2\\_hc5063\\_CZ.pdf](http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_SR1A-A2_hc5063_CZ.pdf)
- [17] *Škrťací ventil* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: [http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user\\_upload/Katalog\\_ST2C1A-A2\\_hc5133\\_CZ.pdf](http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_ST2C1A-A2_hc5133_CZ.pdf)
- [18] *Škrťací ventil* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/skrtdici-ventily/st2c1a-a2.html>
- [19] *2/2 elektromagneticky ovládaný sedlový ventil, přímo řízený* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: [http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user\\_upload/Katalog\\_ROE3-042S5\\_S6\\_hc4055\\_CZ.pdf](http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_ROE3-042S5_S6_hc4055_CZ.pdf)
- [20] *Filtr s JV2* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: [http://www.hydrocom.cz/images/Sortiment/Filtry/Spin\\_on\\_filtry/MPS/mps.pdf](http://www.hydrocom.cz/images/Sortiment/Filtry/Spin_on_filtry/MPS/mps.pdf)
- [21] *Třídy čistoty pro tlak 20 MPa* [online]. [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/mereni-cistoty-hydraulickych-kapalin.html>
- [22] *DC-Motor Efel 36703 24V/2,5 kW* [online]. [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: <http://www.rakuten.de/produkt/hydraulikmotorelektromotordc-motorefel-36703-24v25kw-780985221.html>
- [23] *Princip motorgenerátoru* [online]. [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: [http://31.192.69.147:81/studijni/lipova/data\\_li/386\\_Stejnosmerna%20dynama.pdf](http://31.192.69.147:81/studijni/lipova/data_li/386_Stejnosmerna%20dynama.pdf)
- [24] *2/2 vestavný sedlový ventil* [online]. [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: <http://www.hydraforce.com/Solenoid/Sol-pdf/1-010-1.pdf>
- [25] *Ventil s dvoucestnou stabilizací* [online]. [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: [http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user\\_upload/Katalog\\_SF22A-B2\\_H\\_hc5067\\_CZ.pdf](http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_SF22A-B2_H_hc5067_CZ.pdf)
- [26] *Ventil s dvoucestnou stabilizací* [online]. [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: <http://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/skrtdici-ventily/sf22a-b2h.html> [27]

[27] *Jednosměrný ventil* [online]. [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: [http://www.argohytos.com/fileadmin/user\\_upload/Katalog\\_VJO1-06\\_S\\_hc5004\\_CZ.pdf](http://www.argohytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_VJO1-06_S_hc5004_CZ.pdf)